

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Rám dvounápravového nosiče

Frame of Two - axle Carrier

Student:

Petr Lukeš

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2014

## Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Lukeš**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: **Rám dvounápravového nosiče**  
**Frame of Two-axle Carrier**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte rám dvounápravového nosiče, který má sloužit jako nosič vibračního dopravníku pro stavební účely.

V rámci řešení bakalářské práce dále zpracujte:

- konstrukční návrh řešení dvounápravového nosiče
- pevnostní kontrolu rámu podvozku
- výkresovou dokumentaci rámu podvozku

Při řešení uvažujte s těmito technickými parametry:

Užitečná hmotnost nosiče: 8 t  
Maximální šířka nosiče: 2500 mm  
Počet náprav: 2  
Maximální dovolená rychlost: 40 km.h<sup>-1</sup>

Bližší specifikaci nutných technických údajů a požadavků provede v průběhu řešení bakalářské práce firma CZEMAG Road Development s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

- JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.  
ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.  
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.  
MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014

---

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
*vedoucí katedry*



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 12.5.2019

.....  


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 12.5.2014.



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Petr Lukeš

Adresa trvalého pobytu autora práce: Hradec – Nová Ves 87, Hradec – Nová Ves, 79084

## **Anotace bakalářské práce**

LUKEŠ, Petr. *Rám dvounápravového nosiče*. Ostrava, 2014. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. Katedra výrobních strojů a konstruování, 60 s. Vedoucí práce Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dvounápravového nosiče vibračního dopravníku pro stavební účely. Nosič slouží k přepravě dopravníku na krátké vzdálenosti po pozemních komunikacích. Největší povolená hmotnost je 8000 kg. Je navržen v souladu s legislativou České republiky. První část řeší volbu standardně prodejných dílů a jejich umístění na rámu. Druhá část práce řeší konstrukci rámu a výpočet svarů v kritických místech. Pevnostní kontrola rámu je provedena zejména pomocí analýzy rámových konstrukcí a metodou konečných prvků. Součástí práce je kompletní výkresová dokumentace výsledného řešení.

## **Annotation of thesis**

LUKEŠ, Petr. *Frame of Two-axle Carrier*. Ostrava, 2014. Bachelot Thesis. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanics Engineering. Department of Production Machines and Design, 60 p. Thesis head Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

This thesis describes the design of a two-axle carrier vibratory conveyor for construction purposes. The carrier used to transport conveyor at a short distance on the road. Maximum permissible weight of 8000 kg. It is designed in accordance with the legislation of the Czech Republic. The first part deals with the choice of standard counter parts and their location on the frame. The second part addresses the design and calculation of frame welds in critical areas. Strength check of the frame is carried mainly by analysis of frame structures and finite element method. Parts of the work is complete drawings of the final solution.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	9
1 Úvod .....	11
2 Legislativa .....	12
3 Nápravy .....	14
3.1 Popis a funkce náprav .....	14
3.2 Řešení náprav .....	14
4 Odpružení .....	15
4.1 Popis a funkce odpružení .....	15
4.2 Řešení odpružení .....	16
5 Brzdová soustava .....	17
5.1 Popis a funkce brzdové soustavy .....	17
5.2 Řešení brzdové soustavy .....	17
5.3 Návrh pružiny pro parkovací brzdu .....	19
6 Připojovací zařízení .....	20
7 Návrh koncepce rámu nosiče .....	21
8 Řešení rámu nosiče .....	22
8.1 Konstrukce .....	22
8.2 Svařovací materiál .....	24
8.3 Upínací zařízení dopravníku k rámu .....	24
8.4 Pracovní poloha vibračního dopravníku .....	26
8.5 Sestava dopravníku s rámem .....	27
8.6 Poloha těžiště .....	28
8.6.1 Rám s dopravníkem .....	28
8.6.2 Rám bez dopravníku .....	29
8.7 Výpočet sil působících na rám dopravníkem .....	29
8.7.1 Výpočet reakcí .....	30
9 Kontrola svarového spojení dopravník – upínací konzole .....	31
10 Návrh šroubu podpěrné nohy .....	33
10.1 Návrh šroubu .....	34
10.2 Pevnostní kontrola šroubu .....	35
10.3 Výpočet utahovacího momentu .....	36
11 Pevnostní kontrola rámu podvozku .....	36
11.1 Vlastnosti oceli .....	37

11.2 Analýza rámových konstrukcí .....	38
11.2.1 Výpočet zatěžujících sil .....	38
11.2.2 Materiál a vazby .....	40
11.2.3 Zatížení .....	41
11.2.4 Výsledky .....	41
11.3 Kontrola kritických svarových spojů rámu .....	44
11.3.1 Připojení nápravového podélníku .....	44
11.3.2 Připojení výztužného příčnicku .....	46
11.3.3 Připojení předního nosného příčnicku .....	48
11.4 Pevnostní analýza.....	50
11.4.1 Přídavné díly pro simulaci .....	50
11.4.2 Materiál a vazby .....	51
11.4.3 Zatížení .....	52
11.4.4 Dotyky.....	52
11.4.5 Síť .....	53
11.4.6 Výsledky .....	53
11.4.7 Kritické místo .....	55
12 Závěr .....	57
13 Seznam použité literatury .....	58
14 Seznam příloh.....	59



## Seznam použitých značek a symbolů

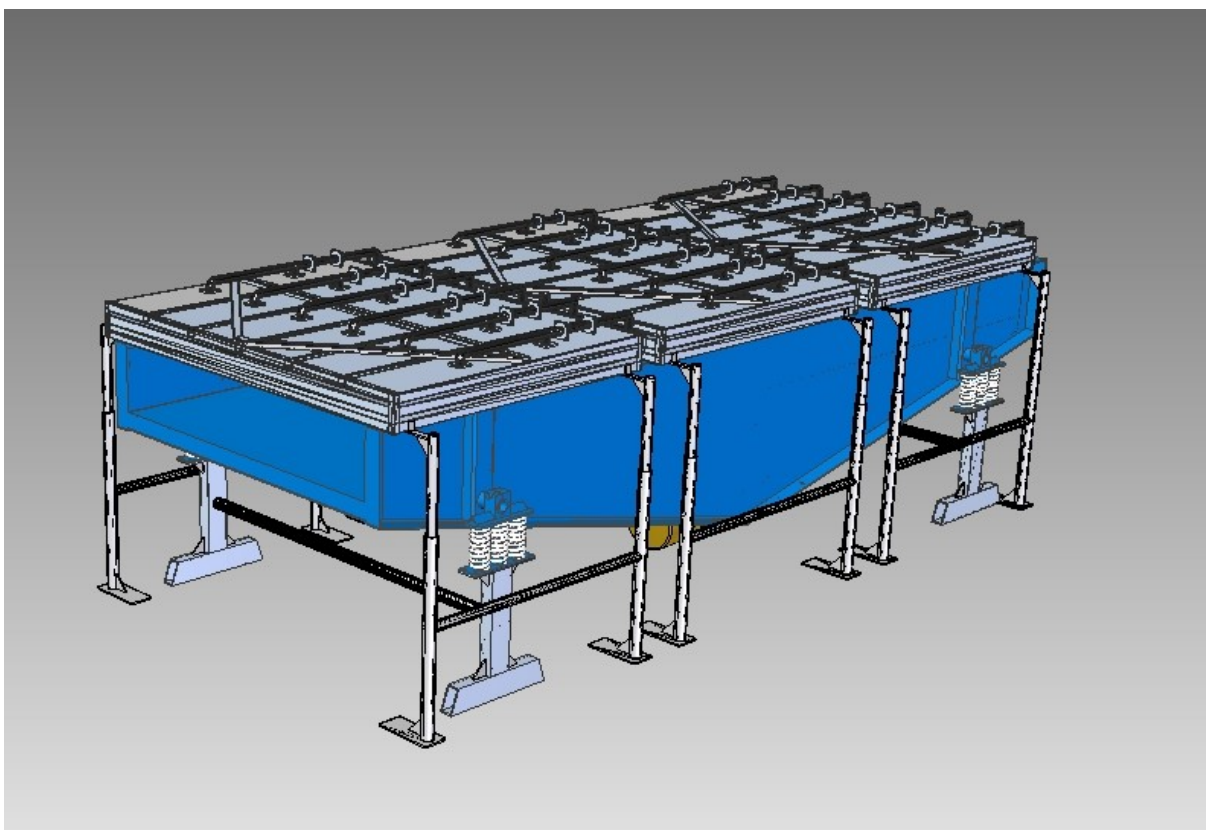
$a$	Velikost koutového svaru	[mm]
$B$	Délka svaru	[mm]
$b$	Délka svaru	[mm]
$c$	Vzdálenost osy svaru od těžiště	[mm]
$d_a$	Průměr otvoru podložky	[mm]
$d_2$	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
$d_3$	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
$d_3'$	Teoretický malý průměr závitu	[mm]
$e$	Vzdálenost krajního vlákna svaru od těžiště	[mm]
$F$	Působící síla	[N]
$F_{max}$	Maximální síla	[N]
$F_o$	Minimální síla pružiny	[N]
$F_{os}$	Síla ve šroubu	[N]
$F_p$	Síla v podpěrné noze	[N]
$F_T$	Třecí síla	[N]
$F_1$	Zatěžující síla	[N]
$F_2$	Zatěžující síla	[N]
$F_3$	Zatěžující síla	[N]
$F_4$	Zatěžující síla	[N]
$f$	Součinitel tření	[-]
$f_D$	Dynamický součinitel	[-]
$G$	Tíha dopravníku	[N]
$G_k$	Tíha kladky	[N]
$g$	Gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$H$	Délka svaru	[mm]
$h$	Délka svaru	[mm]
$J_x$	Kvadratický moment průřezu	[mm <sup>4</sup> ]
$k$	Součinitel bezpečnosti v třecí vazbě	[-]
$k_s$	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
$k_3$	Převodní součinitel koutového svaru	[-]
$k_4$	Převodní součinitel koutového svaru	[-]
$l_l$	Výpočtová délka svaru	[mm]
$l_l'$	Skutečná délka svaru	[mm]
$M_k$	Krouticí moment	[N·mm]

$M_o$	Ohybový moment	[N·mm]
$M_{TM}$	Třecí moment matice	[N·mm]
$M_{TZ}$	Třecí moment v závitu	[N·mm]
$M_u$	Utahovací moment	[N·mm]
$M_x$	Moment působící kolem osy X	[N·mm]
$M_y$	Moment působící kolem osy Y	[N·mm]
$M_z$	Moment působící kolem osy Z	[N·mm]
$m$	Hmotnost dopravníku	[kg]
$m_k$	Hmotnost kladky	[kg]
$P_h$	Stoupání závitu	[mm]
$R_A$	Reakce v bodě A	[MPa]
$R_B$	Reakce v bodě B	[MPa]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$R_{TM}$	Střední poloměr matice	[MPa]
$s_k$	Rozměr klíče	[mm]
$s_{sv}$	Plocha svaru	[mm <sup>2</sup> ]
$W_{oxsv}$	Modul průřezu svaru v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$z$	Velikost svaru 1/2V	[mm]
$\alpha$	Prověšení lana	[°]
$\alpha_z$	Úhel závitu	[°]
$\beta$	Součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
$\beta_k$	Koeficient krutu	[-]
$\varphi'$	Třecí úhel závitu	[°]
$\psi$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\sigma_{DOVt}$	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{max}$	Maximální napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_t$	Tahové napětí	[MPa]
$\tau$	Napětí v krutu	[MPa]
$\tau^F \perp$	Napětí ve svaru od síly F	[MPa]
$\tau^{Mk} \perp$	Napětí ve svaru od krouticího momentu	[MPa]
$\tau^{Mo} \perp$	Napětí ve svaru od ohybového momentu	[MPa]
$\tau^{Ra} \perp$	Napětí ve svaru od reakce $R_A$	[MPa]

## 1 Úvod

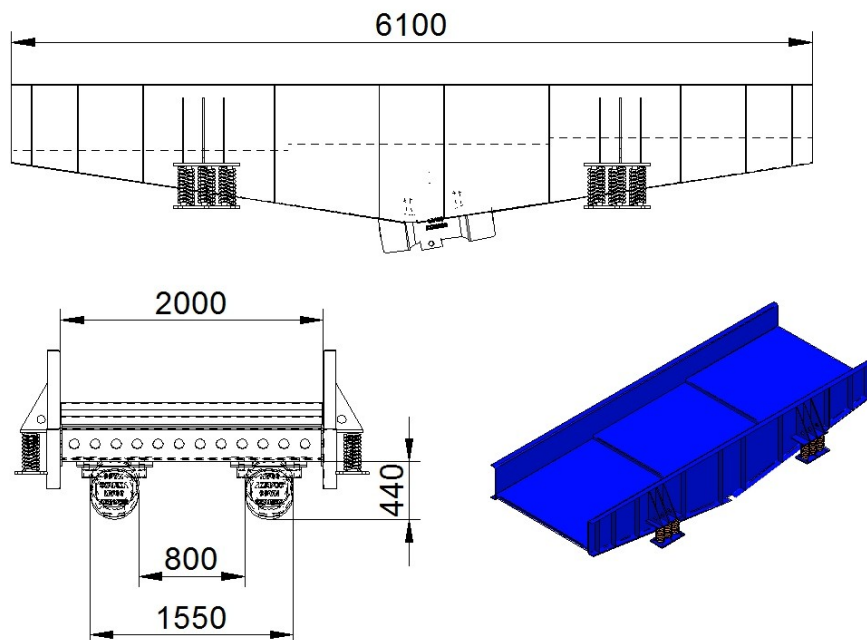
Hlavním cílem této práce je navrhnout a pevnostně zkontrolovat rám dvounápravového nosiče vibračního dopravníku. Nápravy jsou dle požadavků firmy CZEMAG uloženy na středu rámu. Dopravník je užíván při recyklaci asfaltových vozovek a pracuje na samostatné konstrukci (obr. 1). V pracovním stavu je vibrační dopravník v bezpečné výšce nad nosičem, aby nebyly přenášeny žádné vibrace do rámu přívěsu. Hlavní úlohou tohoto dopravníku je promísení recyklované směsi a její následný ohřev na požadovanou teplotu. Nahřívání je provedeno plynovými hořáky umístěnými v horní části dopravníku. V budoucnu bude nosič optimalizován o různá přídavná zařízení.

Tento nosič dopravníku je používán na krátké vzdálenosti v řádech desítek kilometrů. Tažen je převážně za traktorem. Splňuje všechny požadavky pro provoz na pozemních komunikacích. Při konstrukci celého zařízení jsem kladl důraz na jednoduchost, nízkou výšku ložné plochy dopravníku a příznivou cenu.



Obr. 1 - Vibrační dopravník

Ve specifikaci požadavků firmy CZEMAG je zpracovat řešení podle přiloženého modelu vibračního dopravníku (obr. 2). Tento model zcela odpovídá skutečnosti. Zadávatel firma mi umožnila minimální konstrukční úpravy na vibračním dopravníku, které se budou týkat zejména upínacího zařízení.



Obr. 2 – Model vibračního dopravníku

## 2 Legislativa

Konstrukce nosiče se řídí vyhláškou Ministerstva dopravy a spojů č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [3] a zákonem č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [4]. Níže jsem uvedl výběr zásadních ustanovení potřebných pro konstrukci dvounápravového nosiče.

- Největší povolenou hmotností, též největší přípustnou hmotností, se rozumí největší hmotnost, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích. [3]

- Největší technicky přípustnou hmotností na nápravu se rozumí hmotnost odpovídající největšímu technicky přípustnému statickému svislému zatížení, kterým působí náprava vozidla na povrch vozovky. [3]

- OT4 - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 6 000 kg. [4]

- U dvounápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav dvounápravy nesmí překročit při jejím dílčím rozvoru [3]:

1. do 1,0 m ..... 11,00 t

2. od 1,0 m a méně než 1,3 m ..... 16,00 t

3. od 1,3 m a méně než 1,8 m ..... 18,00 t

- Největší povolená šířka vozidel kategorie M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N, O, O<sub>T</sub>, T je 2,55 m. [3]

- Největší povolená výška vozidel, včetně sběračů tramvají a trolejbusů v nejnižší pracovní poloze je 4,00 m. [3]

- Největší povolená délka soupravy traktoru s jedním přívěsem (návěsem) je 18,00 m. [3]

V příloze č. 3 k vyhlášce č. 341/2002 Sb. Jsou popsány technické požadavky na konstrukci zvláštních vozidel kategorií T a O<sub>T</sub>. [3]

- Vozidla kategorie O<sub>T4</sub> musí být vybavena vzduchovou dvouhadicovou brzdovou soustavou.

- Vozidla s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než 20 km.h<sup>-1</sup> musí mít všechna kola opatřena účinnými kryty (blatníky, podběhy) a alespoň u kol poslední nápravy i účinnými lapači nečistot, které v dostatečné míře zabraňují rozstříku nečistot dozadu za jedoucím vozidlem.

- Dvounápravové a více nápravové přívěsy musí mít oj vyváženou tak, aby se po odpojení nemohla dotknout vozovky, aby spojování přívěsu s tažným vozidlem mohlo být prováděno s nejmenší možnou námahou. Oko oje těchto přívěsů musí být přibližně ve stejné výšce nad vozovkou, jako je závěs tažného vozidla nebo musí být oj na tuto výšku seřiditelná.
- Vozidla kategorie  $O_{T3}$  a  $O_{T4}$  musí být vzadu vybavena zadním ochranným zařízením proti podjetí, které dostatečným způsobem chrání automobily kategorií  $M_1$  a  $N_1$  v případě jejich nárazu zezadu do vozidel výše uvedených kategorií.
- Vozidla kategorií  $O_{T3}$  a  $O_{T4}$ , jejichž nejvyšší konstrukční rychlost převyšuje  $25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , musí být dostatečně odpružena s případným použitím tlumičů pérování a stabilizátorů.

### **3 Nápravy**

#### **3.1 Popis a funkce náprav**

Hlavní úlohou náprav je přenesení zatížení nákladem na vozovku přes pneumatiky. Většina náprav jsou vyrobeny jako tuhé, odpružené pomocí jiných zařízení. Nápravy vyrábí mnoho světových firem jako například BPW, ADR, SAW atd. Jsou dodávány ve standardních rozměrových řadách. Se samotnými nápravami korespondují brzdy a přípojně rozměry disků.

#### **3.2 Řešení náprav**

Použil jsem co možná největší rozvor nápravy z důvodu šířky samotného dopravníku. S rostoucím rozvorem rostou i rozměry disků, což zvyšuje výšku celé konstrukce. Mé požadavky nejlépe splňovala náprava BPW 7008 [9] (obr. 3), která má rozvor 2050 mm a maximální přípustné zatížení při použití dvou náprav je 7000 kg. Střední kotvicích desek pro listová pera mají rozteč 1450 mm. Rozteč pák brzdových klíčů je 800 mm. Standardně je tato modelová řada náprav použita u zemědělských přívěsů a návěsů. Disky kol jsem použil od výrobce Hayes Lemmers [10] a to rozměru 19,5x7,5 ET0, přípojný rozměr 221/275, které jsou určeny pro nízkožné přívěsy. Maximální

zatížení na disk odpovídá hodnotě 2725 kg. V této části jsem volil i pneumatiky. Při jejich volbě jsem bral na zřetel samotnou výšku celé konstrukce a volil jsem pneumatiky s nízkým profilem a to rozměr 245/70/19,5 [14]. Hmotnostní index je 141/140, který určuje maximální dovolené zatížení pneumatiky. Pro samotnou montáž má tato pneumatika zátěžový limit 2575 kg.



Obr. 3 – Náprava BPW 7008

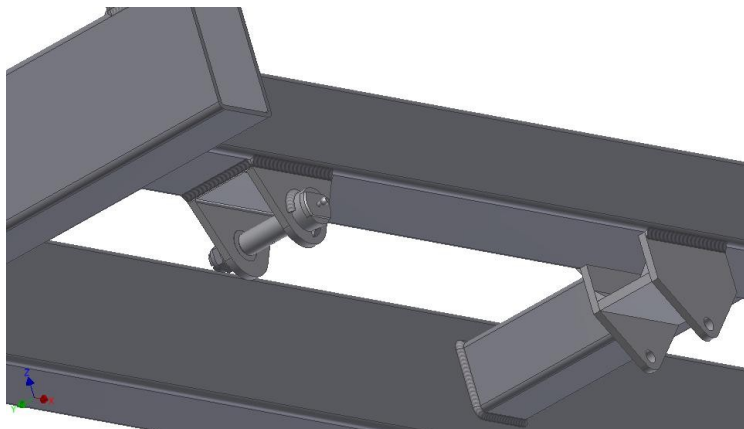
## 4 Odpružení

### 4.1 Popis a funkce odpružení

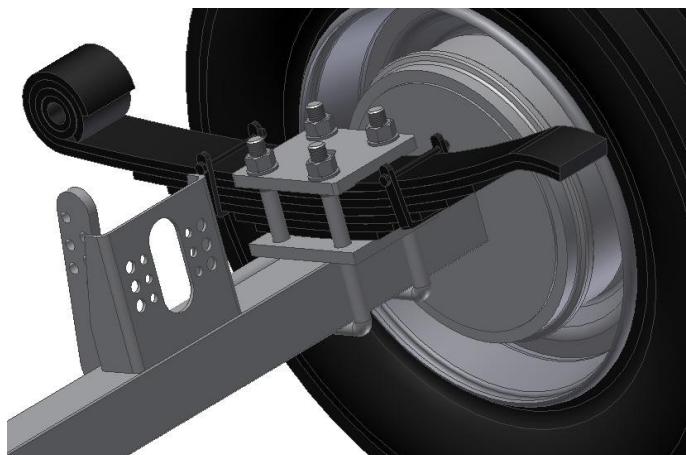
Odpružení přívěsu slouží k tlumení rázu přecházejících z vozovky na samotný rám. Další úlohou je zrovnoměrnění rozložení zátěže nebo zefektivnění brzdného účinku. Odpružení se používá nejčastěji mechanické nebo pneumatické. Mechanické je provedeno obvykle listovými pery. Je to soustava pružících listů poskládaných na sebe namáhaných na ohyb. Předností tohoto principu je nízká pořizovací cena a jednoduchá údržba. Pneumatické odpružení je tvořeno pryžovým měchem, v jehož horní části je otvor pro připojení k vzduchové soustavě. Pneumatické odpružení nemá schopnost vést nápravu. Tuto funkci zastupují různá podélná a příčná ramena popřípadě stabilizátory. Výhodou pneumatického odpružení je možnost zvedání náprav při nezatíženém stavu přípojného vozidla. Další velkou výhodou je možnost regulace výšky měchu a tím i samotné světlé výšky přívěsu. Moderní přípojná vozidla mohou být odpružena kombinací těchto dvou způsobů.

## 4.2 Řešení odpružení

Při konstrukci jsem použil listová pera. Důvodem je nízká pořizovací cena, jednoduchost a časová stálost. Výrobce jsem volil Schomäcker [15]. Sada listových per na jednu nápravu je použitelná na nosnost 6000 kg. Vzdálenost podpor je 750 mm. Přední část listových per je vždy delší. Z tohoto důvodu není rozložení vedení per na nosníku symetrické vůči jeho středové rovině. Zdvih pružení jsem omezil samotnou konstrukcí a pryžovými dorazy na 70 mm v zatíženém stavu. Uložení per na rámu (obr. 4) jsou běžná a to z ohýbaného a svařovaného plechu tloušťky 10 mm. Upevňovací čepy jsou dodávány v rozměrových řadách pro všechny vyráběné velikosti per. Taktéž na nápravě je listové pero uchyceno standardním způsobem za použití běžně dostupných součástí (obr. 5). Toto uchycení se skládá z třmenu listového pera, přivařeného a volné desky. Středem uchycení listového pera k nápravě vede šroub, který zamezuje pohybu jednotlivých listů v místě uložení. Kompletní sestavu nápravy s odpružením a brzdami jsem zobrazil na výkrese v Příloze 3.



Obr. 4 – Uložení listových per - rám



Obr. 5 – Uložení listových per - náprava



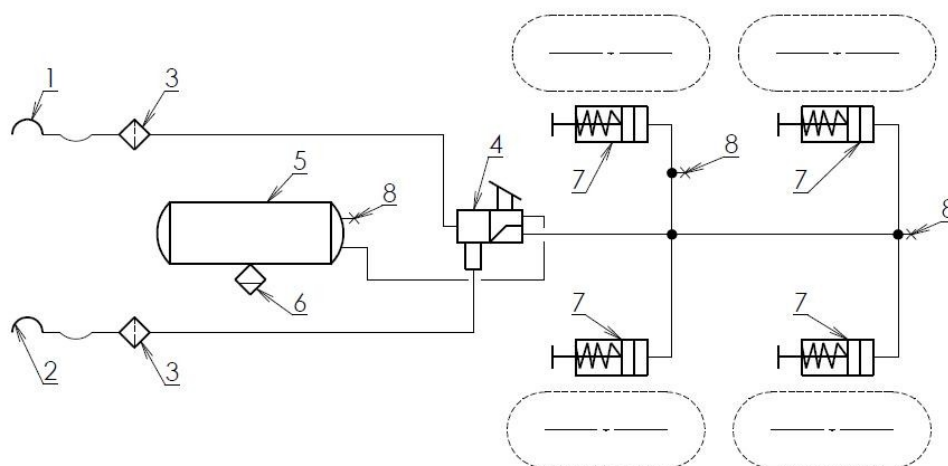
## **5 Brzdová soustava**

### **5.1 Popis a funkce brzdové soustavy**

Brzdová soustava slouží k zastavení nebo zpomalení vozidla. Je to jeden z hlavních bezpečnostních prvků. Z toho důvodu je kladen velký důraz na její funkčnost a bezvadný stav. Proto jsou předepsány mnohem kratší intervaly kontrol celé brzdové soustavy než u jiných zařízení podvozku. Valná většina přívěsů s konstrukční rychlostí vyšší než 25km/h je opatřena vzduchovými brzdami. Je to soustava, která umožňuje pneumatický převod síly. Nápravy jsou osazeny buď bubnovými nebo kotoučovými brzdami. Moderní přípojná vozidla využívají i elektronické systémy brzd a stabilizace podvozku, například ABS apod. Hlavní výhodou tohoto brzdového systému je snadné spřažení jízdních souprav a jednoduchá regulace brzdné síly pomocí regulátoru tlaku v soustavě. Důležitým faktorem je také citlivost k životnímu prostředí v případě netěsností.

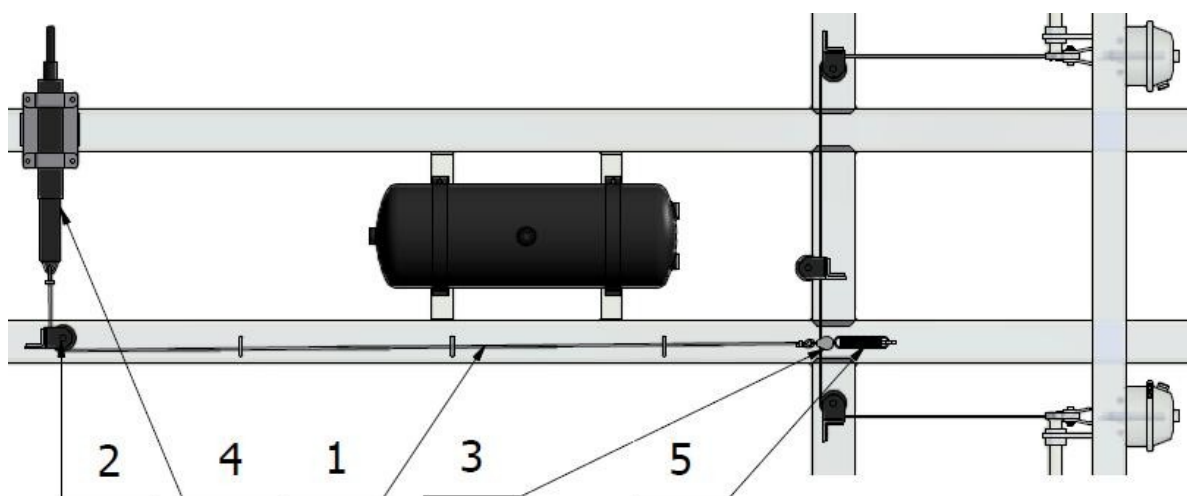
### **5.2 Řešení brzdové soustavy**

Zemědělské nápravy BPW jsou dodávány s bubnovými brzdami. Brzdový buben na použité nápravě je průměru 310 mm. Kompletní vzduchové potrubí a zařízení je od výrobce Wabco [11]. Pracovní tlak v soustavě je 6 bar. Přenos síly zajišťuje membránový brzdový válec typ 16, který má pracovní průměr 141 mm. Na páku brzdového klíče je připojen pomocí táhla, které lze nastavit. Dalším důležitým zařízením je nádoba na stlačený vzduch. Použil jsem objem 30 litrů. V případě potřeby je možno nádobu vyměnit za větší bez jakéhokoliv konstrukčního zásahu. Uspořádání jednotlivých prvků je popsáno na obr. 6. V případě potřeb zákazníka lze tuto brzdovou soustavu rozšířit o jakékoliv doplňky společnosti Wabco.



Obr. 6 - 1 – spojková hlavice, plnění, červená, 2 – spojková hlavice, brzda, žlutá, 3 – potrubní filtr, 4 – brzdový ventil přívěsu s ručně ovládaným regulátorem brzdné síly, 5 – vzduchojem, 6 – odkalovací ventil, 7 – membránový válec, 8 – zkušební přípojka

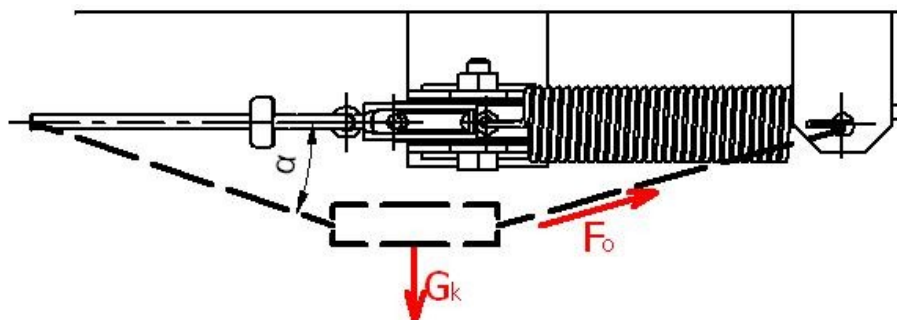
V případě odpojení přívěsu od tažného vozidla je samovolný pohyb zamezen pomocí ruční parkovací brzdy. Ručně brzděná je přední náprava. Převod síly rovnoměrně na obě páky brzdových klíčů nápravy je zajištěn lanovým mechanismem (obr. 7). Ten se skládá ze čtyř kladek průměru 60 mm [15] a jedné kladky na lanu [18]. Tyto kladky jsou běžně dostupné. Síla potřebná k přetažení brzdových klíčů nápravy je vyvíjena pákou ruční brzdy. Pomocí kliky se pohybuje šroubem, který napíná nebo povoluje ocelové lanko podle smyslu otáčení. V mechanismu je zařazena tažná pružina. Napíná lanko v případě povolení brzdové páky, aby nebylo prověšené pod nosičem vibračního dopravníku. Její návrh jsem popsal v kapitole 5.3 Návrh pružiny pro parkovací brzdou. Díky tomuto parkovacímu systému odpadá použití zakládacích klínů.



Obr. 7 – Schéma parkovací brzdy: 1 – ocelové lano Ø5; 2 – kladka Ø60; 3 – kladka Ø20; 4 – páka ruční brzdy; 5 – tažná pružina

### 5.3 Návrh pružiny pro parkovací brzdu

Při návrhu pružiny, která napíná lano, jsem uvažoval maximální hmotnost kladky na lanu  $m_k = 0,2 \text{ kg}$  (pozice 3 na obr. 7). Prověšení lana v místě kladky jsem stanovil maximálně na  $\alpha = 10^\circ$ . Tento úhel je sevřený mezi tečnou k prověšenému lanu a jeho vodorovnou polohou (obr. 8).



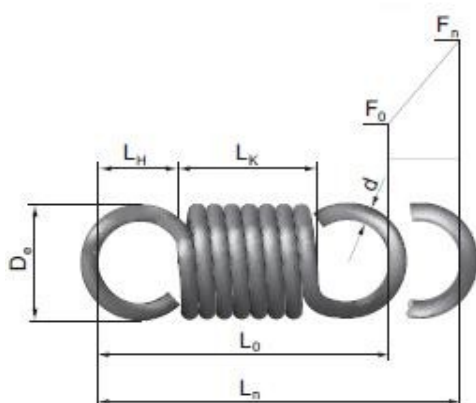
Obr. 8 – Výpočtové schéma pružiny

$$G_K = m_K \cdot g = 0,2 \cdot 9,81 = 1,96 \text{ N} \cong 2 \text{ N} \quad (1)$$

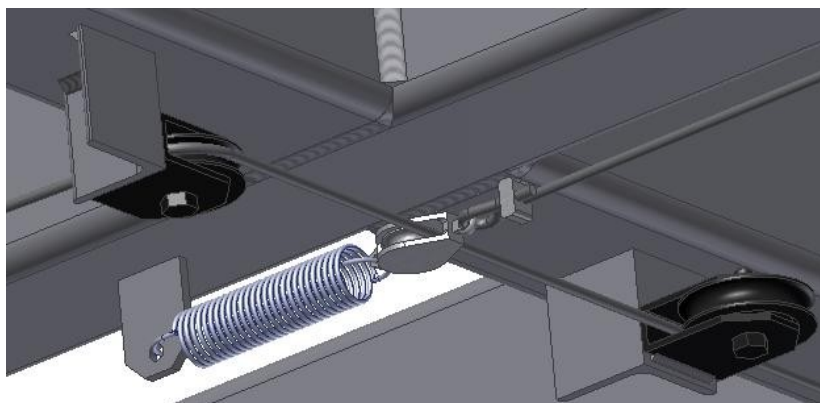
$$F_o = \frac{G_K}{\sin \alpha} = \frac{2}{\sin 10} = 11,52 \text{ N} \quad (2)$$

Minimální potřebná počáteční síla pružiny  $F_o = 11,52 \text{ N}$ . Maximální zdvih brzdového válce je 75 mm. S ohledem na počáteční předpětí pružiny a vůle na lanovém mechanismu volím pracovní délku pružiny minimálně 100 mm. Podle těchto parametrů jsem použil pružinu z katalogu [13], která je specifikována na obr. 9.

d [mm]	D <sub>e</sub> [mm]	L <sub>0</sub> [mm]	L <sub>k</sub> [mm]	L <sub>n</sub> [mm]	R [N/mm]	L <sub>n</sub> [mm]	s <sub>n</sub> [mm]	F <sub>0</sub> [N]	F <sub>n</sub> [N]
2,25	24,8	96,8	66,5	15,2	0,81	257,4	160,6	11,50	140,8



Obr. 9 – Specifikace tažné pružiny

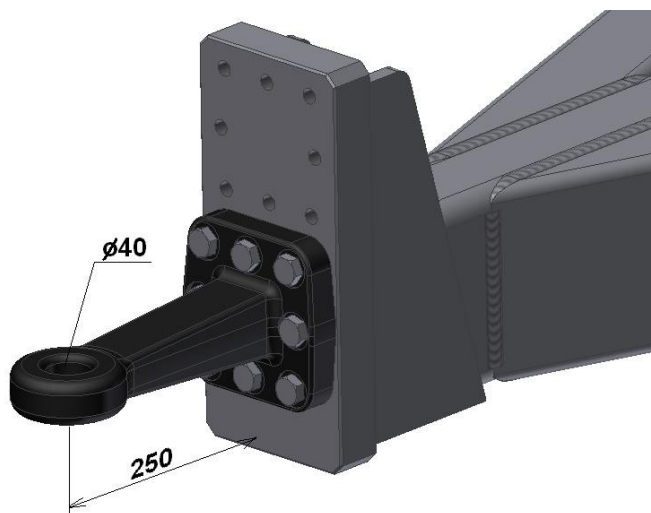


Obr. 10 – Detail umístění pružiny na rámu

## 6 Připojovací zařízení

Připojovací zařízení slouží k snadnému spojení tažného vozidla a přívěsu. Zajišťuje jeho bezpečné vedení. Přívěsy s pevným oje jsou provedeny pro připojení na spodní nebo horní závěs vozidla. Spodní závěs se používá u traktorů jako součást tříbodového závěsu. Podle průměru koule se používají normalizovaná uzavřená tažná oka K50 a K80. Připojčná výška se pohybuje v rozmezí 350 mm až 450 mm od země. Připojení na horní závěs je umožněno pomocí tažného oka. Standardní průměry ok jsou 40 mm a 50 mm. Traktory mají regulaci výšky horního závěsu od 750 mm do 1100 mm. Umístění tažného závěsu na nákladních vozidlech je různé. Nejčastěji je jeho výška od země 900 mm.

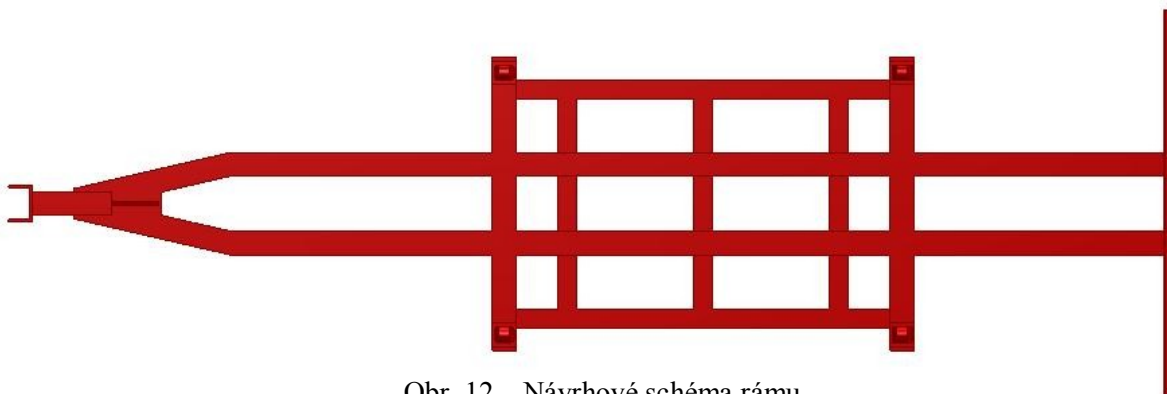
Z důvodu univerzálního využití nosiče vibračního dopravníku jsem použil připojení na horní závěs. Příruby různých tažných ok mají stejné rozteče připojovacích otvorů. Tažné oko 40 mm lze tedy snadno vyměnit za větší průměr. Dále je pak snadno nastavitelné na výšku 750 mm a 900 mm od země. To umožní dvě rozměrové pole otvorů se závitem v kotvící desce. Na rám jsem volil tažné oko Rockinger [15] s přírubou s 8 šrouby DIN 74053 (obr. 11). Šrouby jsou rozměru M16x1,5 z materiálu 10.9. Toto oko je doporučené pro přívěsy se zatížením do 13t přičemž radiální zatížení nesmí překročit 1000 kg. Kvůli normalizaci tažného oka a spojovacích šroubů jsem nemusel provádět pevnostní kontrolu.



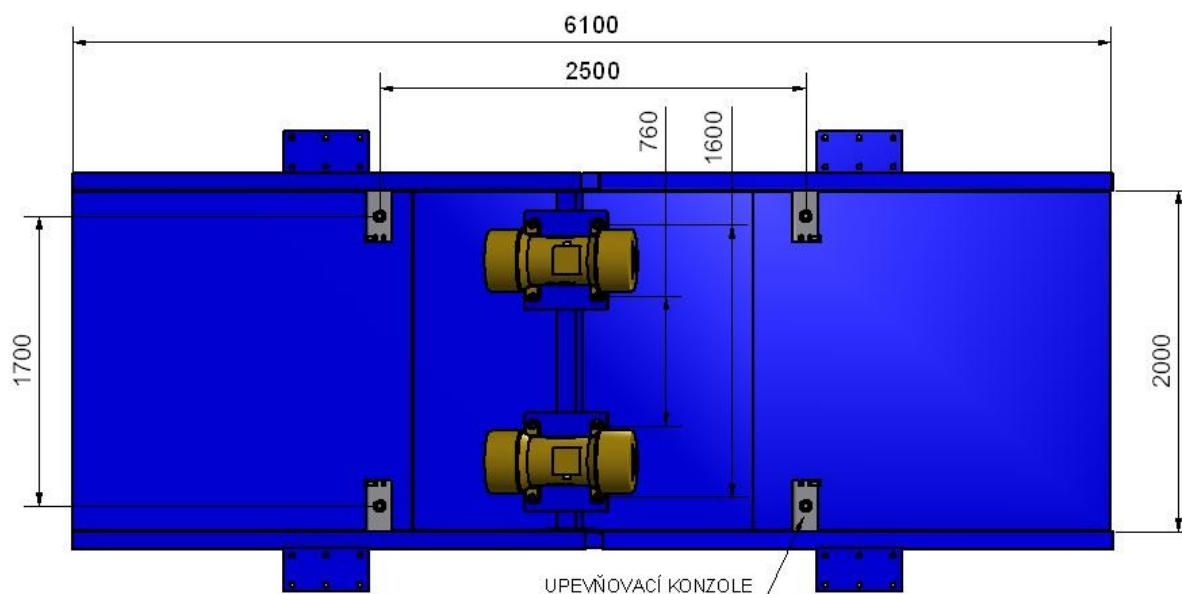
Obr. 11 – Tažné oko

## 7 Návrh koncepce rámu nosiče

Nejdříve jsem určil základní schéma rozložení příčnicku a podélníku rámu. Konstrukce je provedena jako žebřinová (obr. 12). Cílem je dodržet podmínku co nejnižší polohy dopravníku a jednoduchost konstrukce. Všechny nosníky jsou z tenkostěnných svařovaných obdélníkových a čtvercových profilů. Dále je pak důležité určení polohy upínacího zařízení. Toto zařízení slouží k přesnému a snadnému uchycení dopravníku k samotnému nosiči. Rozmístění těchto upínacích konzol je na vnitřní straně stěn dopravníku, aby nepřekážely při zdvihání dopravníku na pracovní rám. Rozteč mezi nimi je 2500 mm z důvodu rozložení hmotnosti na jednotlivé upínací konzole viz. obr. 13. Na vnější straně dopravníku, naproti upínacím konzolám, jsou přivařeny vyztužovací L profily rozměru 50x50x5. Tyto profily zabraňují případnému průhybu bočního plechu vibračního dopravníku při konečném sestavení s rámem nosiče.



Obr. 12 – Návrhové schéma rámu



Obr. 13 – Rozložení upínacích konzol

## 8 Řešení rámu nosiče

### 8.1 Konstrukce

Na celou konstrukci jsem použil konstrukční ocel S355J2H, která je obdobná jako 11 503. Tato ocel je vhodná ke svařování. Používá se pro konstrukce všeobecného použití. Vlastnosti oceli jsem specifikoval níže.

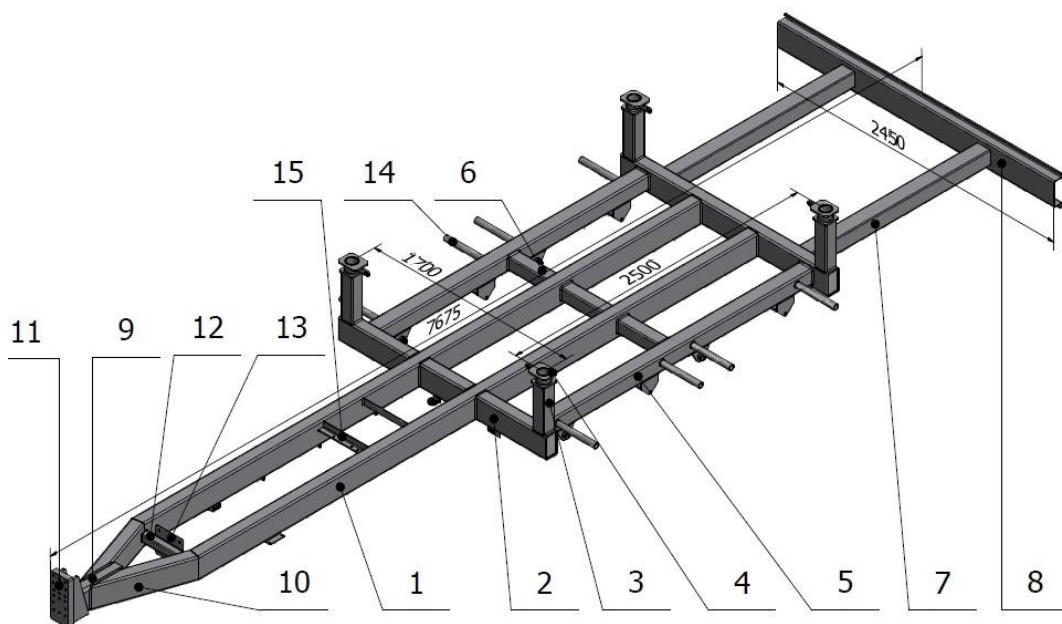
Hlavní podélné nosníky (obr. 14) jsem vytvořil z tenkostěnných obdélníkových profilů 180x100x8 délky 4960 mm (1). Na tyto profily jsou připojeny hlavní příčníky stejných průřezů (2). Na jejich koncích jsem umístil stojiny z tenkostěnného čtvercového profilu 100x100x6 délky 360 mm (3). Tyto stojiny jsou opatřeny upínacím zařízením (4). Je to protikus, do kterého se ustavuje upínací konzole na dopravníku. Hlavní příčníky jsou spojeny dvěma podélnými tenkostěnnými nosníky čtvercového průřezu 120x120x8 délky 2400 mm (5). Nápravy jsem k těmto nosníkům upevnil ze spodní strany přes listová pera. V konečném konstrukčním řešení je pouze jeden vedlejší (vyztužovací) příčník (6), který slouží jako výztuha pro zvýšení celkové tuhosti rámu. Dalšími příčníky by se stala celá soustava předimenzována.

Zadní nosníky jsem volil z čtvercového profilu 120x120x5 délky 1600mm (7). Slouží jako nosiče pro zábranu proti podjetí, kterou legislativa předepisuje. Tato zábrana je vyrobena z ohýbaného plechu tloušťky 3 mm (8). Slouží také k umístění světelných zařízení, SPZ, výstražných a dodatkových tabulek apod. Délka této zábrany je 2450 mm a tím je díky její poloze nejširší částí rámu dvounápravového nosiče.

Hlavní podélníky jsem v přední části svedl na jeden obdélníkový profil 180x100x12 délky 480 mm (9). To je docíleno dvěma profily 180x100x8 jejichž konce jsou zkoseny pod patřičným úhlem (10). Na tento střední profil je navařená kotevní deska tažného oka. Její tloušťka je 45 mm a je opatřena otvory se závity M16x1,5 pomocí kterých je připevněno tažné oko (11). Je to z důvodu snadné výměny oka průměru 40 mm za oko průměru 50 mm. Rozmístění otvoru v patě všech standardních tažných ok je stejné. Ve spoji hlavních podélných nosníků a šikmých nosníků jsem umístil čtvercový profil 60x60x5 délky 400 mm (12). Na tento profil jsem přes plech (13) uchytil opěrnou nohu. Umístění tohoto profilu ve spojení nosníků je úmyslné z důvodu vyztužení samotného spoje.

Na rám jsem umístil také další potřebné úchyty nebo vedení pro pomocná zařízení. V boční části jsem umístil trubky Tr 42,4x4 délky 345 mm (14). Slouží jako uchycení blatníků, které jsou taktéž běžně v prodeji. Mezi hlavní podélníky jsem umístil rovnoramenné profily L 50x50x5 délky 400 mm (15), které slouží jako uchycení nádoby na stlačený vzduch pro brzdovou soustavu. Ostatní díly umístěné na rámu jsou potřebné například k soustavě ruční parkovací brzdy. Veškeré rozměrové a výrobní parametry jsou patrné z výkresu Přílohy 2.

Celý rám je svařen metodou MAG 135. Tuto metodu jsem použil z důvodu nízkých nákladů a dobré kvality svarů. Konstrukce bude svařena v přípravku, aby nedošlo k tvarovým deformacím.



Obr. 14 – Rám nosiče vibračního dopravníku

## 8.2 Svařovací materiál

Přídavný svařovací materiál celé konstrukce je drát Bohler EMK6 průměr 1,0 mm, který je přímo určen pro metodu MAG. Poměděný drát pro univerzální použití. Jeho mez kluzu odpovídá hodnotě  $R_e = 430 \text{ MPa}$ . Mez pevnosti je  $R_m = 540 \text{ MPa}$ . V kontrole svarových spojů však počítám pouze s mezí kluzu přídavného materiálu. Další možné označení G 384 M (C), G3 Si 1, ER 70 S-6. [12]

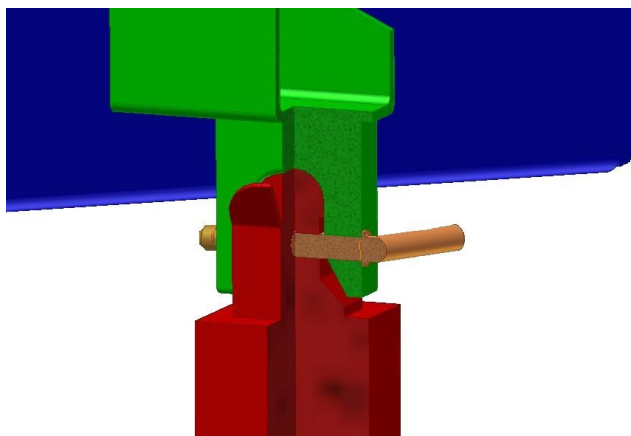
## 8.3 Upínací zařízení dopravníku k rámu

Upínací zařízení slouží k pevnému a bezpečnému připojení vibračního dopravníku k rámu nosiče. Jeden z hlavních požadavků je jednoduché a rychlé spojení. Dále je kladen důraz na minimální zdvihací výšku, při které se dopravník bezpečně oddělí od rámu. Konstrukce je řešena způsobem, aby zabránila samovolnému pohybu dopravníku ve všech směrech.

Původní koncept řešení je znázorněn na obr. 15. Tento princip spojení vychází z třístranného sklápěcího přívěsu. Zajišťuje přichycení volné korby k rámu přívěsu. Válcová plocha vytvoří ideální vedení a konečné ustavení. Boční pásovina a čep zamezují pohybu

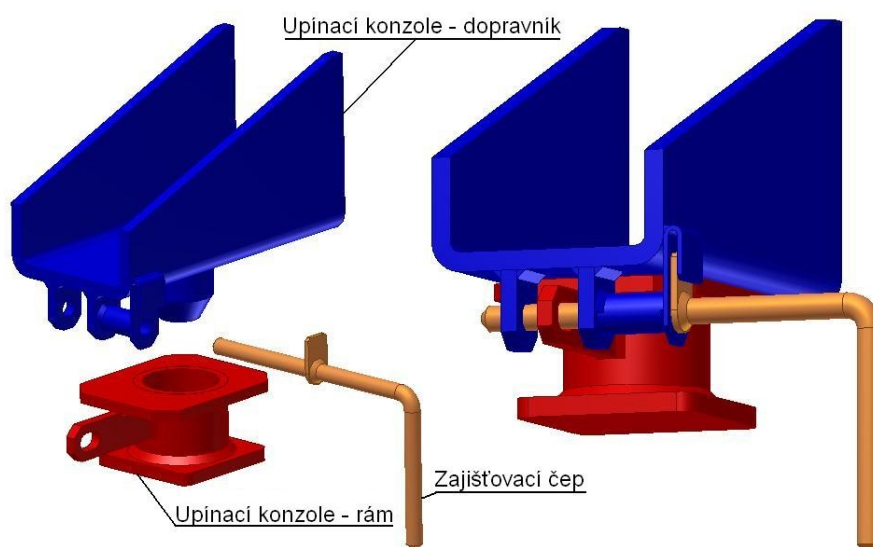


v ostatních rovinách. Po konzultaci se tento upevňovací systém neosvědčil z důvodu složité výroby.



Obr. 15 – Upínací zařízení - koncept

Výsledné řešení (obr. 16) vychází z kulatiny, která je na jejím konci opatřena naváděcím kuzelem. Kulatina je přivařena k nosné části. Ta je dále uchycena k vnitřní stěně dopravníku. Po jejím ustavení v trubce se celý upevňovací systém zajistí čepem proti pohybu ve směru stojiny. Ten jsem vyrobil z ohýbané kulatiny průměru 16 mm. Je zasunut přes trubičku do otvorů v přivařených nosech. V nosu na konzole rámu je drážka, nikoliv kruhový otvor pro čep. Je to z důvodu snadného zasunutí čepu při vymezených vůlích ve všech směrech. Čep je zajištěn proti vysunutí jazýčkem, který zapadá do prostoru ohnuté pásovin. Část upínacího zařízení připevňuje ke stojině je sestavena ze dvou plechů a trubky. Spodní plech je tloušťky 12 mm, horní 10 mm a je v něm otvor pro vsunutí trubky. Oba tyto plechy jsou spojeny trubkou Tr 89x8 [16]. Mezi upínací konzole jsem umístil pryž tloušťky 1 mm, která tlumí případné rázy při ustavování.

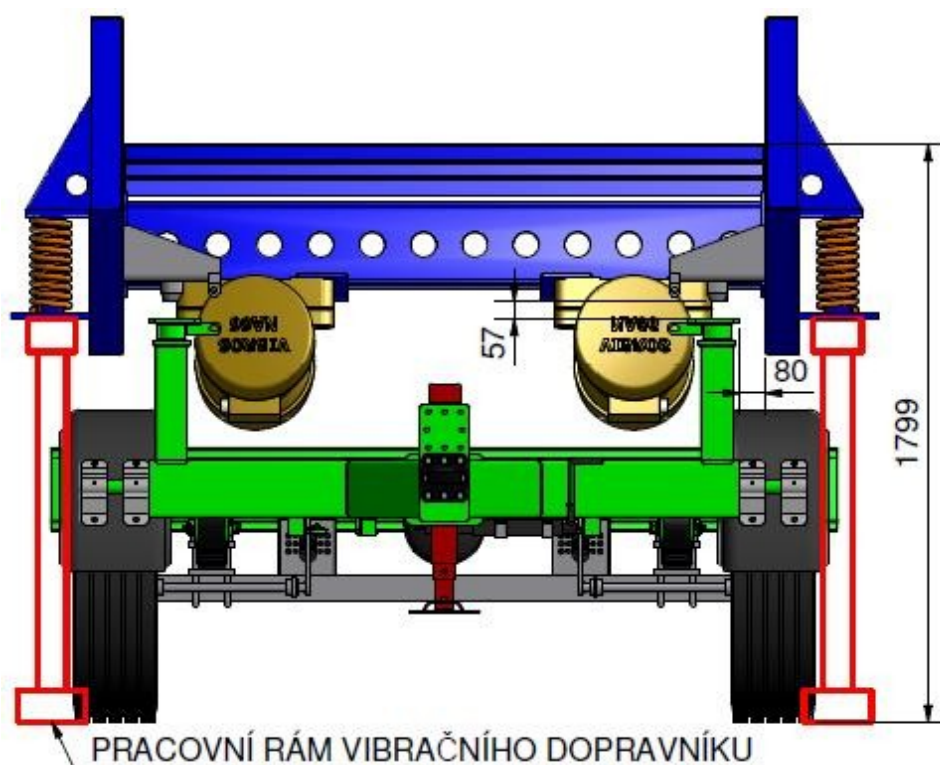


Obr. 16 – Upínací zařízení

## 8.4 Pracovní poloha vibračního dopravníku

Vibrační dopravník je při pracovním stavu umístěn na vlastním rámu. Tento pracovní rám je pevně spojen s pružinovými patkami. Důraz je kladen na bezpečnou vzdálenost dopravníku od nosiče, aby se při pracovním stavu v žádném případě nedotkl rámu. Na rám tedy nepůsobí vibrace. Předpokládaná pracovní amplituda kmitu je 10 mm. Pracovní frekvence vibračního dopravníku je vysoko nad jeho rezonanční frekvencí. V případě doběhu vibromotoru po vypnutí se jeho frekvence a rezonanční frekvence dopravníku setkají. V této situaci dojde k sečtení amplitud a výsledná hodnota může být několikrát vyšší. Z tohoto důvodu musí být vibromotor osazen brzděním doběhu [17]. I v tomto případě však určitá rezonanční výchylka nastane. Po konzultaci s firmou CZEMAG jsme stanovili bezpečnou vzdálenost dopravníku od nosiče minimálně 50 mm.

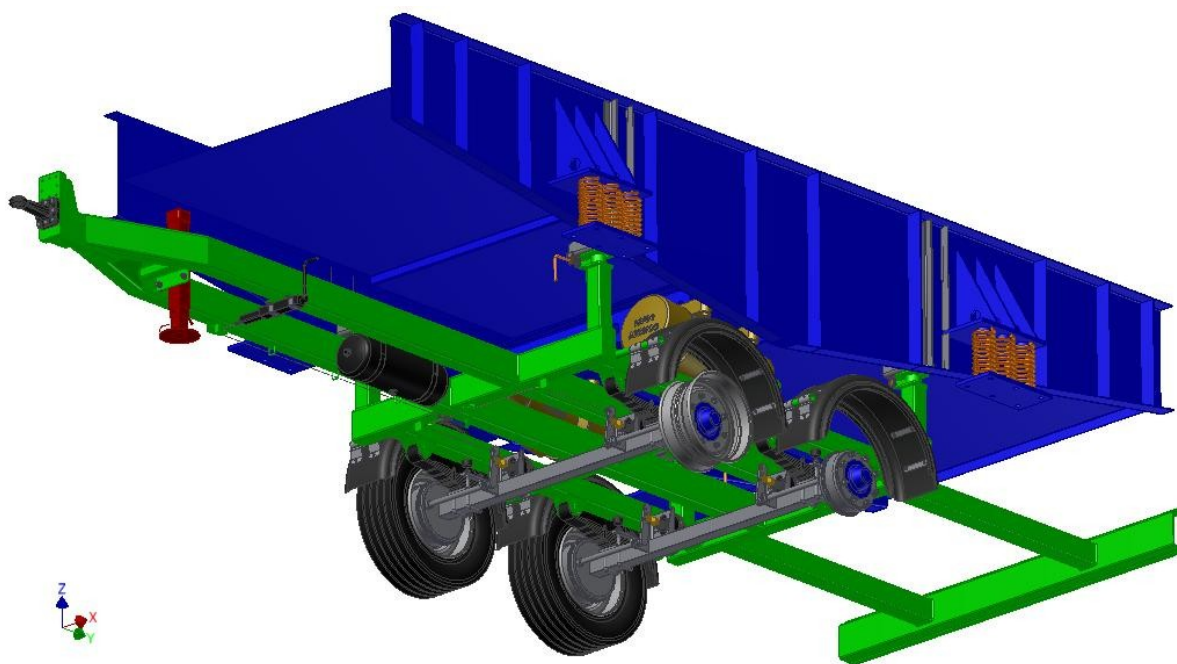
Zdvižení dopravníku o 120 mm nad nosič zajistí bezpečnou vzdálenost mezi upínáním 57 mm (obr. 17). Je to nejmenší hodnota ze všech blízkých součástí. Pracovní rám má stavitelné stojiny, kterými lze regulovat výšku zdvihu. Tato funkce eliminuje snížení bezpečné vzdálenosti vlivem stlačení pracovních pružin. Výška nejvyšší vibrační desky od země je v tomto případě 1799 mm. Po testování a zjištění přesných výchylek při doběhu lze tuto hodnotu snížit.



Obr. 17 – Pracovní poloha vibračního dopravníku

## 8.5 Sestava dopravníku s rámem

Výsledné řešení jsem znázornil na obr. 18 a obr. 19. Rám dvounápravového nosiče vibračního dopravníku je po kompletním výrobním procesu opatřen nátěrem. Vrchní barvu jsem volil zelenou RAL 6025. Elektroinstalace bude doplněna dle legislativy obdobně jako doplňkové a výstražné cedule. Kvůli maximální šířce vibračního dopravníku 2700 mm bude přeprava uvažována jako nadrozměrná. Z toho důvodu je nutné při přepravě opatřit nejširší rozměry dopravníku výstražnými prvky dle legislativy.



Obr. 18 – Výsledná sestava pohled 1



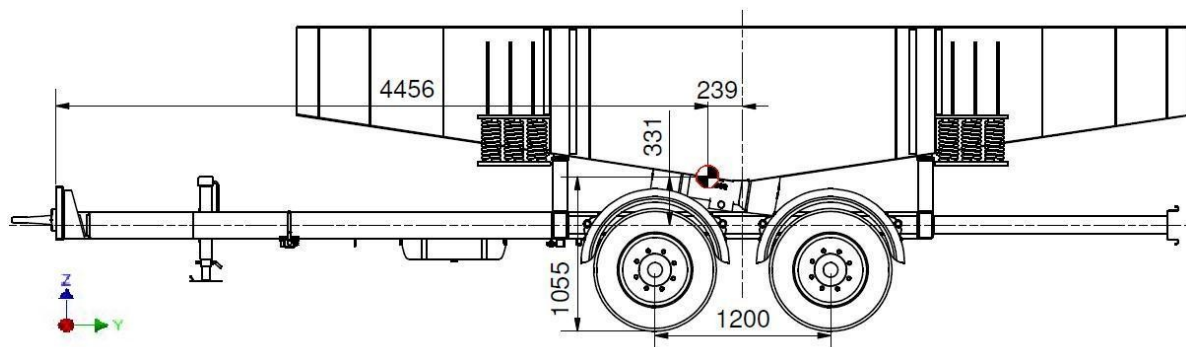
Obr. 19 – Výsledná sestava pohled 2

- Největší povolená hmotnost – 8000kg
- Provozní hmotnost (bez dopravníku) - 1660 kg
- Maximální délka – 7996 mm
- Maximální šířka (nosiče) – 2450 mm
- Maximální výška (s dopravníkem) – 2079 mm
- Rozvor – 2300 mm
- Rozchod – 1200 mm
- Světla výška – 359 mm

## 8.6 Poloha těžiště

### 8.6.1 Rám s dopravníkem

Poloha těžiště při ustavení vibračního dopravníku na nosiči je znázorněna na obr. 20. Pro zjištění přesných souřadnic jsem určil materiál každé komponenty v sestavě a následně pomocí fyzikálních vlastností zjistil hodnoty. Souřadnice v ose X je nulová z důvodu naprosté symetrie celku dopravníku a rámu podle roviny Y-Z. Výška polohy těžiště v ose Z od země je proměnná kvůli odpružení. Tato změna stavu těžiště je však zanedbatelná.

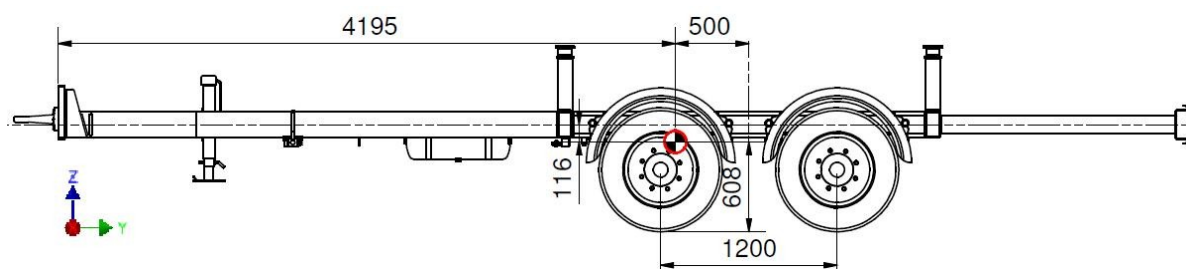


Obr. 20 – Poloha těžiště celku:  $x = 0$  mm,  $y = -239$  od středu rámu,  $z = 1055$  mm od země

Posunutí těžiště celé soustavy o 239 mm směrem dopředu od středu rámu zabrání jeho klopení dozadu. V případě stavu zapojeném za tažné vozidlo tlačí nosič dopravníku na jeho závěs směrem dolů nebo je v neutrální poloze. Při odpojení přívěs stojí ve stabilní poloze bez klopení. Tento stav je zapříčiněn větším rozchodem náprav, který je 1200 mm. Přední náprava však v tomto stavu přenáší větší zatížení. Z bezpečnostních důvodů a pro ulehčení odpojení od tažného vozidla se přívěs vždy ustaví na přední podpěrnou nohu.

### 8.6.2 Rám bez dopravníku

Po nadzvednutí vibračního dopravníku se nosič stává samotnou jednotkou (obr. 21). Dopravník ho nijak neovlivňuje. Souřadnice v ose X je stejná jako v předchozím stavu, tedy nulová. Poloha těžiště v ose Z je pod samotným rámem. Díky tomu má nosič bez dopravníku výborné jízdní vlastnosti. Zejména nemá tendenci se nahýbat do strany při průjezdu zatáčkou.



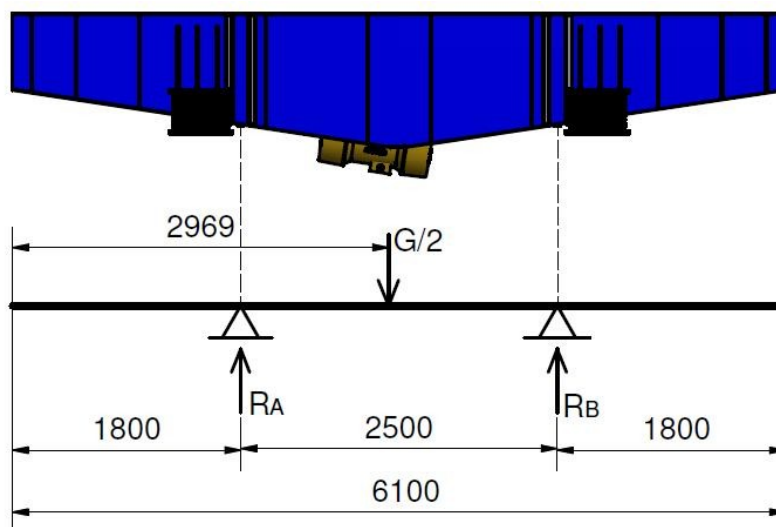
Obr. 21 – Poloha těžiště samotného nosiče;  $x = 0$  mm,  $y = -500$  od středu rámu,  $z = 608$  mm od země

Poloha těžiště před středem rámu je 500 mm a bezpečně zabrání klopení prázdného rámu dozadu. Nachází se však v těsné blízkosti přední nápravy. Tento fakt může mít za následek klopení dopředu. Tomuto jevu zabrání přední podpěrná noha, která se i u nosiče bez dopravníku musí vždy použít.

### 8.7 Výpočet sil působících na rám dopravníkem

Polohu těžiště vibračního dopravníku jsem určil pomocí Autodesk Inventor. Vibrační dopravník je symetrické konstrukce. Vibromotory jsou však posunuty k přední části. Z tohoto důvodu je těžiště 81 mm před středovou rovinou dopravníku. Kvůli této posunuté poloze těžiště vůči středu jsou přední konzole zatížené více než zadní. Pro výpočet

jsem uvažoval pouze s polovinou dopravníku (z důvodu symetrie). Díky tomu jsem mohl vytvořit zjednodušený výpočtový model ve formě nosníku (obr. 22).



Obr. 22 – Výpočtový model zatěžujících sil

### 8.7.1 Výpočet reakcí

Zatěžující hmotnost je maximální dovolené zatížení, které je 8000kg. Z rovnice (3) jsem vypočítal tíhu působící v těžišti.

$$G = m \cdot g = 8000 \cdot 9,81 = \mathbf{78480\ N} \quad (3)$$

$$R_A + R_B - \frac{G}{2} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{G}{2} \cdot 1169 - R_B \cdot 2500 = 0 \quad (5)$$

$$R_B = \frac{\frac{G}{2} \cdot 1169}{2500} = \frac{\frac{78480}{2} \cdot 1169}{2500} = \mathbf{18348,6\ N} \quad (6)$$

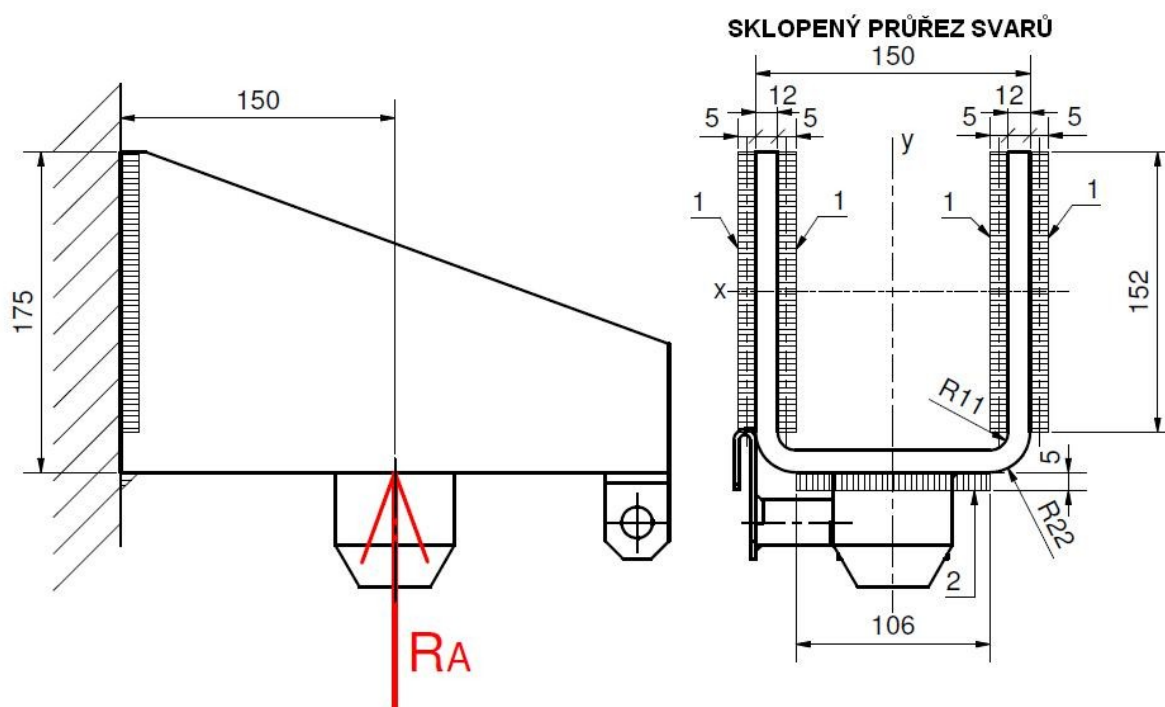
$$R_A = \frac{G}{2} - R_B = \frac{78480}{2} - 18349 = \mathbf{20891,4\ N} \quad (7)$$

Po sestavení rovnovážné (4) a momentové (5) rovnice k bodu A jsem vypočítal reakce  $R_A$  a  $R_B$ . Síla  $R_A$  působí na stojinách blíže k tažnému oku. Tyto hodnoty odpovídají

zatížení rámu v místě upínacích konzol. Dále jsem je použil ve výpočtu svarů a jako vstupní hodnoty do MKP analýzy.

## 9 Kontrola svarového spojení dopravník – upínací konzole

Přední upínací konzole je namáhána více kvůli posunutí těžiště dopravníku. Z tohoto důvodu budu provádět pevnostní kontrolu svaru pouze v horší situaci. Výpočet je proveden staticky dle zadání. Dynamické účinky v provozu rámu uvažuji zvýšením bezpečnosti  $k_s$ . Hlavní nosná část konzole je přivařena koutovými svary k plechovému čelu vibračního podavače (obr. 23). Jejich velikost je  $a = 5$  mm. Metodu svařování jsem použil opět MAG 135. Použitý svařovací drát EMK6 průměru 1,0 mm má mez kluzu  $R_e = 430$  MPa [12]. Uvažuji, že svary na svislých stojinách (svary 1) přenášejí veškeré namáhání. V tomto případě ohybové a smykové napětí vznikající od síly  $R_A$ . Svar umístěný vodorovně (svar 2) slouží ke zvýšení tuhosti celé soustavy a ve výpočtu ho neuvažuji.



Obr. 23 – Výpočtové schéma svarového spojení dopravník – upínací konzole

Výpočtová délka svaru je menší než skutečná délka. To je zapříčiněno stékáním taveniny na koncích svaru. Tento jev eliminuju zkrácením nosného průřezu svaru.

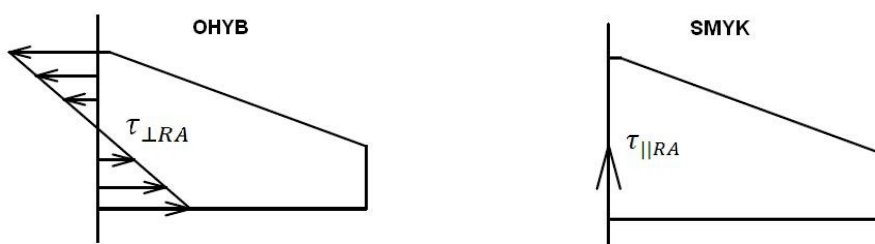


$$l_1 = l'_1 - 2,1 \cdot a = 152 - 2,1 \cdot 5 = \mathbf{141,5 \text{ mm}} \quad (8)$$

Kde  $l_1$  – výpočtová délka svaru;  $l'_1$  – skutečná délka svaru;  $a$  – velikost svaru.

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 5 = \mathbf{1,0885 \text{ mm}} \quad (9)$$



Obr. 24 – Průběh napětí svarového spojení dopravník – upínací konzole

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{oxSV}} = \frac{R_A \cdot 150}{4 \cdot \frac{l_1^2 \cdot a}{6}} = \frac{20891,4 \cdot 150}{2 \cdot \frac{141,5^2 \cdot 5}{3}} = \mathbf{46,95 \text{ MPa}} \quad (10)$$

$$\tau_{||}^{RA} = \frac{R_A}{S_{SV}} = \frac{R_A}{4 \cdot a \cdot l_1} = \frac{20891,4}{4 \cdot 5 \cdot 141,5} = \mathbf{7,38 \text{ MPa}} \quad (11)$$

Hodnoty převodních součinitelů koutových svarů pro zvolenou metodu svařování jsou [1]:

$$k_3 = k_{\perp} = 0,9$$

$$k_4 = k_{||} = 0,8$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{||}^{RA}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{46,95}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{7,38}{0,8}\right)^2} = \mathbf{52,98 \text{ MPa}} \quad (12)$$

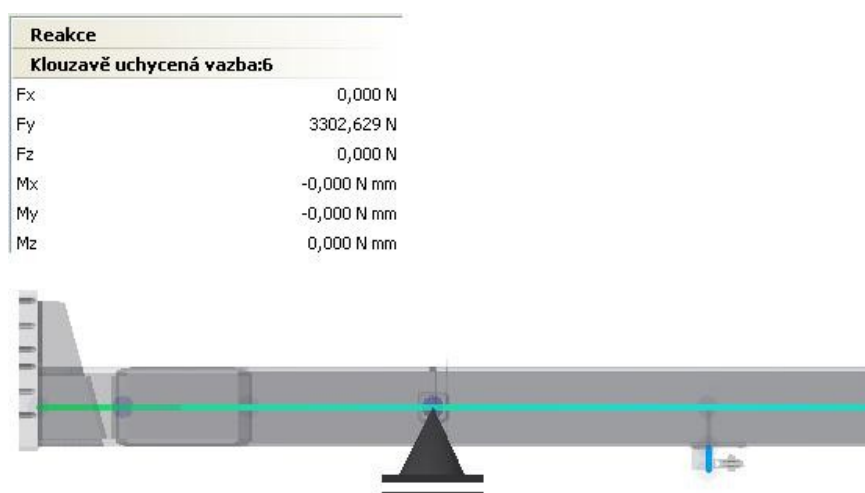


$$k_s = \frac{R_e \cdot \beta}{\sigma_{red}} = \frac{430 \cdot 1,0885}{52,98} = 8,83 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (13)$$

Standardní statická bezpečnost se pohybuje v rozmezí  $1,2 \div 2$ . V tomto případě svarové spojení vyhovuje. Výsledná bezpečnost  $k_s = 8,83$  bez problému pojme i přídatná zatížení při různých provozních stavech přívěsu.

## 10 Návrh šroubu podpěrné nohy

V této části jsem navrhoval potřebnou velikost čtyř šroubů pro bezpečné spojení podpěrné nohy s rámem. Sílu působící na šroubový spoj jsem určil pomocí analýzy rámových konstrukcí (obr. 25). Její velikost v situaci s ukotveným dopravníkem odpovídá hodnotě  $F_p = 3303 \text{ N}$ . Přenos síly je zabezpečen třecí vazbou. Součinitel bezpečnosti v třecí vazby jsem volil  $k = 1,3$ . Součinitel tření ocel – ocel je  $f = 0,1$  [2].



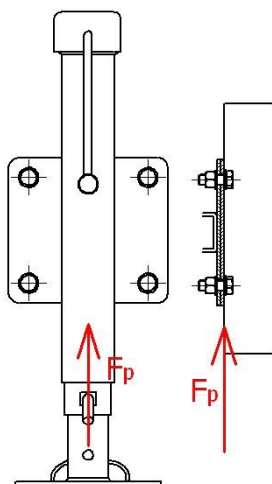
Obr. 25 – Určení síly působící na podpěrnou nohu

$$F_T > F_{MAX} \quad (14)$$

$$F_o \cdot f > F_{MAX} \quad (15)$$

$$F_{os} \cdot f > \frac{F_P}{4} \cdot k \quad (16)$$

$$F_{os} > \frac{F_P \cdot k}{f \cdot 4} = \frac{3303 \cdot 1,3}{0,1 \cdot 4} = \mathbf{10734,75 \text{ N}} \quad (17)$$



Obr. 26 – Schéma působení síly na podpěrnou nohu

## 10.1 Návrh šroubu

Materiál šroubu volím 8.8 s mezí kluzu  $R_e = 640 \text{ MPa}$ .

$$\sigma_t \leq \sigma_{DOvt} \quad (18)$$

$$\beta_k \cdot \frac{F_{os}}{\frac{\pi \cdot d'_3{}^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (19)$$

Součinitel statické bezpečnosti šroubu volím  $k_s = 3$ . Koeficient krutu volím  $\beta_k = 1,3$  [7].

$$d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot k_s \cdot \beta_k}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10734,75 \cdot 3 \cdot 1,3}{\pi \cdot 640}} = \mathbf{9,126 \text{ mm}} \quad (20)$$

Původně jsem uvažoval s šroubem M12x1,75 jehož statická bezpečnost při kontrole nedosáhla hodnoty  $k_s = 3$ . Z  $d_3$  volím šroub M16x2.

$$d_2 = 14,701 \text{ mm}$$

$$d_3 = 13,546 \text{ mm}$$

## 10.2 Pevnostní kontrola šroubu

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{10734,75}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = \mathbf{74,49 \text{ MPa}} \quad (21)$$

$$\psi = \arctg \frac{Ph}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{\pi \cdot 14,701} \rightarrow \mathbf{\psi = 2,48^\circ} \quad (22)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} = \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} \rightarrow \mathbf{\varphi' = 13^\circ} \quad (23)$$

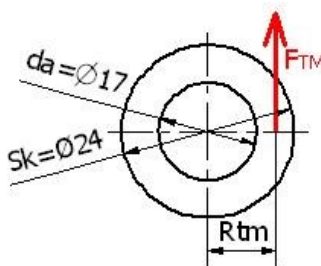
$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{TZ}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{F_{os} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{10734,75 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 13) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} \\ &= \mathbf{44,78 \text{ MPa}} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{74,49^2 + 4 \cdot 44,78^2} = \mathbf{116,49 \text{ MPa}} \quad (25)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{640}{116,49} = \mathbf{5,5} \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (26)$$

### 10.3 Výpočet utahovacího momentu

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = F_{os} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{os} \cdot f \cdot R_{TM} \quad (27)$$



Obr. 27 – Výpočtové schéma pro utahovací moment šroubu nohy

$$R_{TM} = \frac{S_K + d_a}{4} = \frac{24 - 17}{4} = 1,75 \text{ mm} \quad (28)$$

$$M_U = 10734,75 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 13) \cdot \frac{14,701}{2} + 10734,75 \cdot 0,1 \cdot 1,75 = 23731 \text{ Nmm} \quad (29)$$

$$M_U = 24 \text{ Nm}$$

## 11 Pevnostní kontrola rámu podvozku

Pevnostní kontrolu rámu podvozku jsem provedl pomocí pevnostní analýzy, která je doplňkovým modulem softwaru Autodesk Inventor. Předběžný rozměrový návrh nosných profilů rámu jsem zpracoval pomocí modulu analýza rámových konstrukcí.

Podle požadavků společnosti CZEMAG jsem celou konstrukci řešil pouze staticky. Dynamické rázy od provozu jsou akceptovány zvětšením statické bezpečnosti, která je v tomto případě  $k_s \geq 3$ . Tato hodnota je volbou konstruktéra, protože žádná norma neuvádí provozní bezpečnost rámu přívěsů, popřípadě návěsů. Simulace probíhá ve stavu zapojeném za tažné vozidlo. Při odpojení od tažného vozidla je oje podepřeno podpěrnou nohou. Tyto dva stavy se od sebe liší minimálně, proto stačí simulovat jednu situaci.

## 11.1 Vlastnosti oceli

Na všechny části rámu nosiče jsem použil konstrukční ocel S355J2H. Tato ocel je vhodná pro následující aplikace [5]:

- Rámové konstrukce pro budovy
- Mostní konstrukce
- Zábradlí
- Rámové konstrukce pro strojový park
- Rámové konstrukce pro přepravní vozidla

Dle normy ČSN EN 10219-1 [6] je ocel svařitelná všemi běžnými způsoby.

Označení oceli		Max. hmotnostní podíl v % max.					
Značka	Číselné označení	C	Si	Mn	P	S	N <sup>1)</sup>
S355J2H	1.0576	0,22	0,55	1,60	0,035	0,035	-

1) Maximální hodnota pro obsah dusíku neplatí, pokud ocel neobsahuje celkový podíl Al minimálně 0,020% při minimálním podílu Al/N 2:1, nebo pokud nejsou přítomny jiné dostatečné prvky, které vážou N. Obsah prvků, které vážou N musí být uveden v dokumentu kontroly.

Tab. 1 – Chemické složení [6]

Označení oceli		Minimální mez kluzu $R_{aH}$ [MPa]	Pevnost v tahu $R_m$ [MPa]	Tažnost A [%]	Střední hodnota nárazové práce KV [J]
Značka	Číselné označení				
S355J2H	1.0576	355	470 - 630	20	0,035

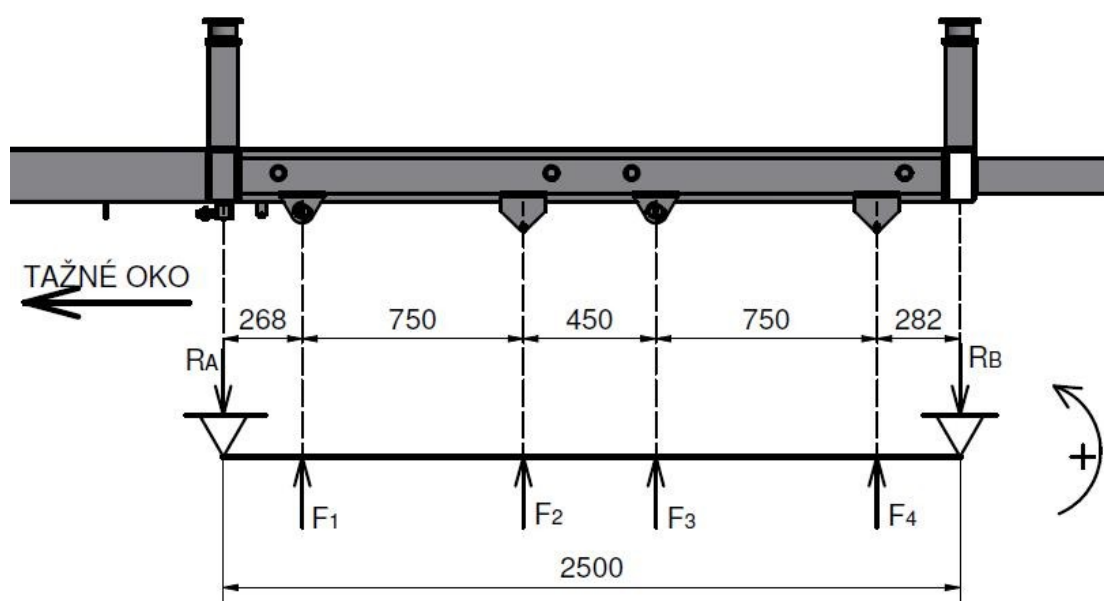
Tab. 2 – Mechanické vlastnosti [6]

## 11.2 Analýza rámových konstrukcí

Model rámu dvounápravového nosiče jsem vytvořil pomocí generátoru nosných konstrukcí. Tato metoda konstruování zahrnuje i modul analýza rámových konstrukcí. Díky této části generátoru může konstruktér snadno analyzovat celou soustavu a velice jednoduše upravovat rozměrové parametry jednotlivých nosníků. Výhodou této metody je rychlost vyhodnocení. Naopak nevýhodou je pevnostní řešení pouze nosníku. Analýza rámových konstrukcí neuvažuje připojení jednotlivých nosníků – prutů. Dále pak nelze simulovat díly, které nejsou vytvořeny generátorem nosných konstrukcí. Na rámu nosiče to jsou úchyty pro listová pera, které jsem vytvořil z ohýbaného plechu.

### 11.2.1 Výpočet zatěžujících sil

Pro nejpresnější výsledky analýzy rámových konstrukcí jsem zatěžující síly umístil na místo uchycení listových per (obr. 28). Toto opačné zatížení lze provést díky pohybovému zákonu akce a reakce. Podpory zachycující působení sil jsem umístil na upínací konzole.



Obr. 28 – Schéma umístění zatěžujících sil v analýze rámových konstrukcí

Listové pero vyrovnává silové účinky na obou jeho stranách. Z důvodu rovnovážného rozložení sil na každém peru jsem stanovil dvě podmínky  $F_1=F_2$  a  $F_3=F_4$ . Dále jsem sestavil rovnovážnou rovnici sil (30) a dvě momentové rovnice. Rovnice (31) je

vztažena k bodu, ve kterém působí síla  $F_1$ . Druhá momentová rovnice (32) pokrývá momenty k bodu, kde působí síla  $F_2$ .

$$R_A = 20891,4 \text{ N}$$

$$R_B = 18348,6 \text{ N}$$

$$R_A - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 + R_B = 0 \quad (30)$$

$$R_A \cdot 268 + F_2 \cdot 750 + F_3 \cdot 1200 + F_4 \cdot 1950 - R_B \cdot 2232 = 0 \quad (31)$$

$$R_A \cdot 1018 - F_1 \cdot 750 + F_3 \cdot 450 + F_4 \cdot 1200 - R_B \cdot 1482 = 0 \quad (32)$$

Rovnice jsem dále upravil dle stanovených podmínek.

$$R_A \cdot 268 + F_1 \cdot 750 + F_3 \cdot 1200 + F_3 \cdot 1950 - R_B \cdot 2232 = 0 \quad (33)$$

$$R_A \cdot 1018 - F_1 \cdot 750 + F_3 \cdot 450 + F_3 \cdot 1200 - R_B \cdot 1482 = 0 \quad (34)$$

Z rovnice (34) jsem vyjádřil  $F_1$  a dosadil do rovnice (33).

$$F_1 = \frac{R_A \cdot 1018 + F_3 \cdot 1650 - R_B \cdot 1482}{750} \quad (35)$$

$$R_A \cdot 268 + \frac{R_A \cdot 1018 + F_3 \cdot 1650 - R_B \cdot 1482}{750} \cdot 750 + F_3 \cdot 3150 - R_B \cdot 2232 = 0 \quad (36)$$

$$R_A \cdot 268 + R_A \cdot 1018 + F_3 \cdot 1650 + F_3 \cdot 3150 - R_B \cdot 1482 - R_B \cdot 2232 = 0$$

$$R_A \cdot 1286 + F_3 \cdot 4800 - R_B \cdot 3714 = 0$$

$$F_3 = \frac{R_B \cdot 3714 - R_A \cdot 1286}{4800} = \frac{18348,6 \cdot 3714 - 20891,4 \cdot 1286}{4800} = \mathbf{8600,1 \text{ N}} \quad (37)$$

Výslednou sílu  $F_3$  dosadím zpět do rovnice (35).

$$F_1 = \frac{R_A \cdot 1018 + F_3 \cdot 1650 - R_B \cdot 1482}{750}$$

$$= \frac{20891,4 \cdot 1018 + 8600,1 \cdot 1650 - 18348,6 \cdot 1482}{750} = \mathbf{11019,9N}$$

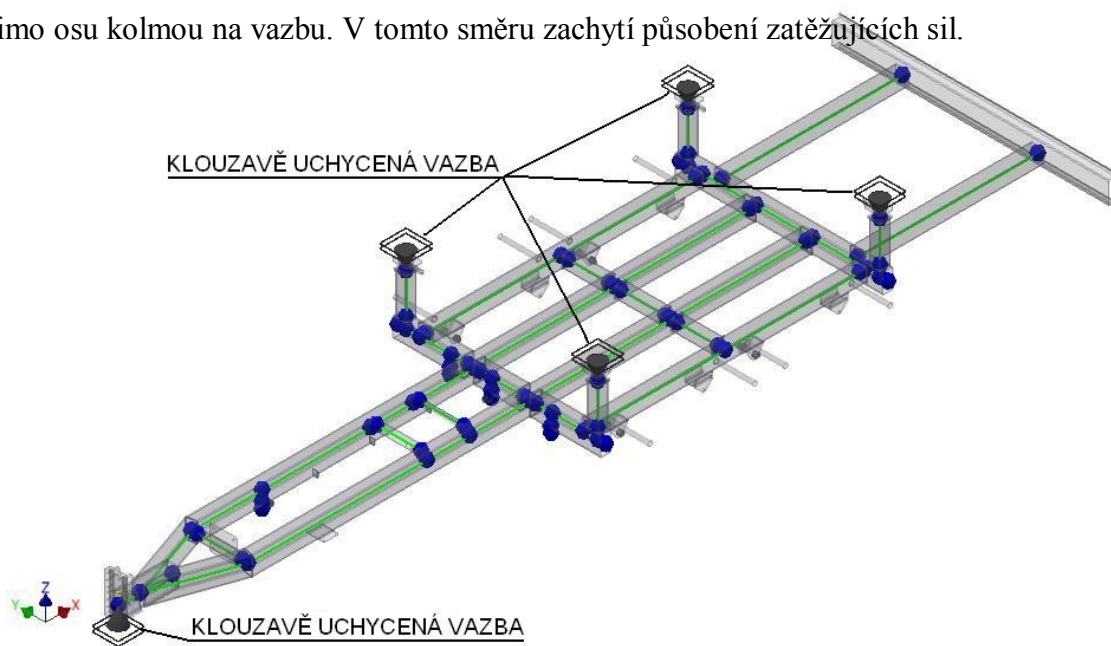
Kontrolu správnosti výsledků ověřím pomocí rovnovážné rovnice (30).

$$R_A - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 + R_B = 0 \quad (30)$$

$$20891,4 - 11019,9 - 11019,9 - 8600,1 - 8600,1 + 18348,6 = 0$$

### 11.2.2 Materiál a vazby

Materiál celé konstrukce jsem volil z knihovny softwaru Autodesk Inventor tak, aby splňoval všechny vlastnosti oceli S355J2H. V ose těžiště každého profilu je umístěn prut, který nahradí tento nosník. Vazby jsem použil klouzavě uchycené. Jsou umístěny na upínací konzole a na místě tažného oka (obr. 29). Tento typ vazby umožňuje pohyb ve všech osách mimo osu kolmou na vazbu. V tomto směru zachytí působení zatěžujících sil.

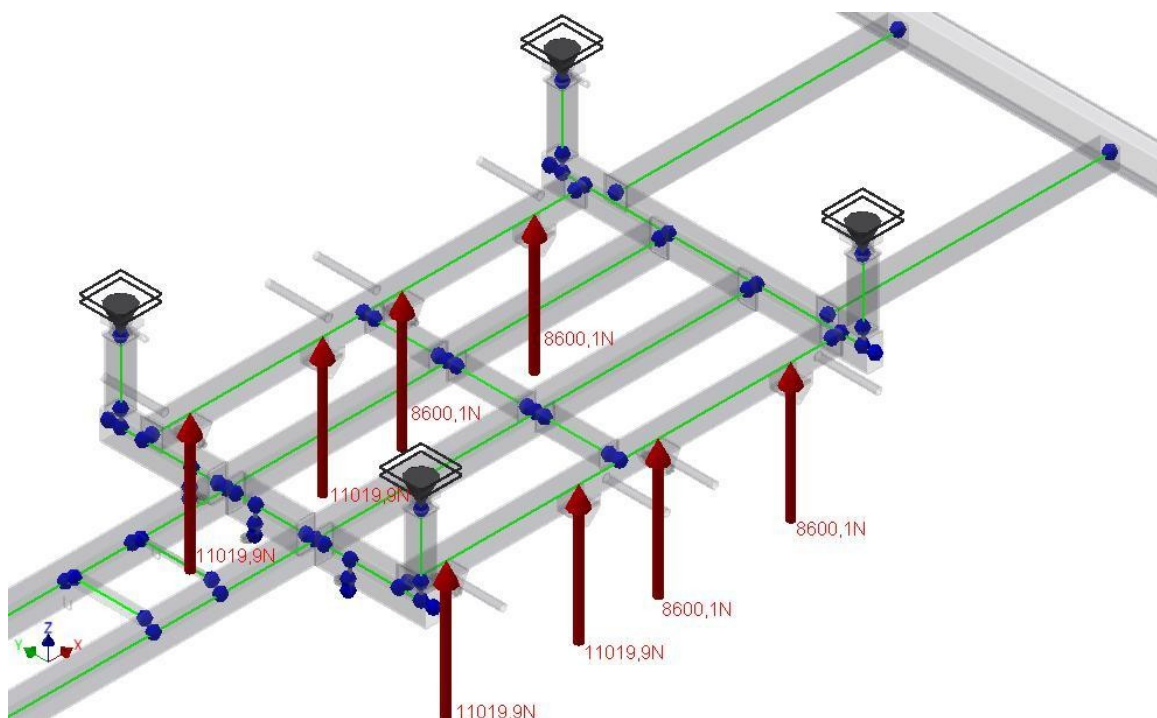


Obr. 29 – Vazby v analýze rámových konstrukcí



### 11.2.3 Zatížení

Velikost zatěžujících sil vyplívá z kapitoly 11.2.1 Výpočet zatěžujících sil. Síly umístěné na úchytech listových per zadní nápravy odpovídají  $F_3 = F_4 = 8600,1 \text{ N}$ . Velikost sil od působení listových per přední nápravy na rám je  $F_1 = F_2 = 11019,9 \text{ N}$ . Rozteče mezi jednotlivými silami je patrná z obr. 28. Tíhu samotného rámu jsem v tomto případě neuvažoval kvůli průběžným úpravám na rámu. Tato hodnota je rozložena na každý nosník a bude akceptována až při konečné MKP analýze. Princip vnějších okrajových podmínek lze vidět na Obr. 30.



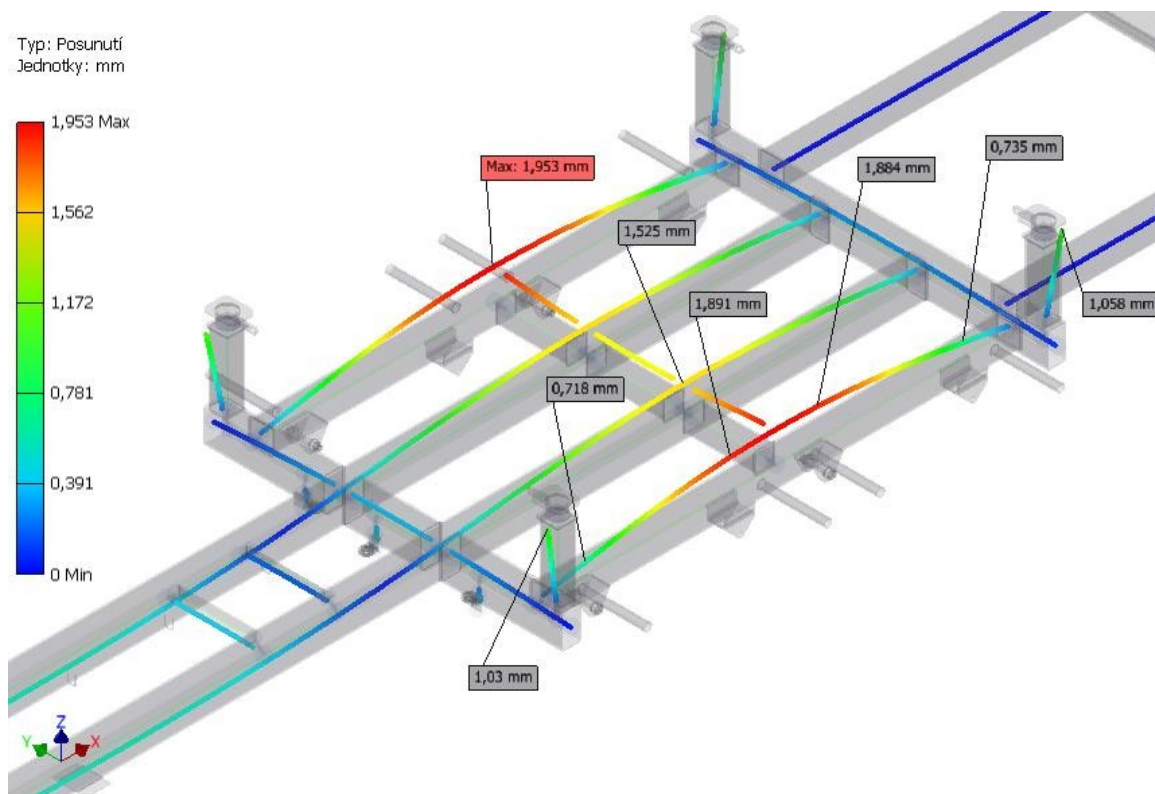
Obr. 30 – Vnější okrajové podmínky analýzy rámových konstrukcí

### 11.2.4 Výsledky

#### Posunutí

Hodnoty posunutí jsou znázorněny na obr. 31. Maximální hodnota 1,953 mm je vzhledem k rozměrům celé konstrukce vyhovující. Ostatní hodnoty v důležitých místech jsem zobrazil pomocí sond. Zatížení je naprosto symetrické vůči rovině X-Z. Použitý druh vazeb neumožnil deformaci zadní části rámu. Ta je však namáhána pouze gravitací, takže

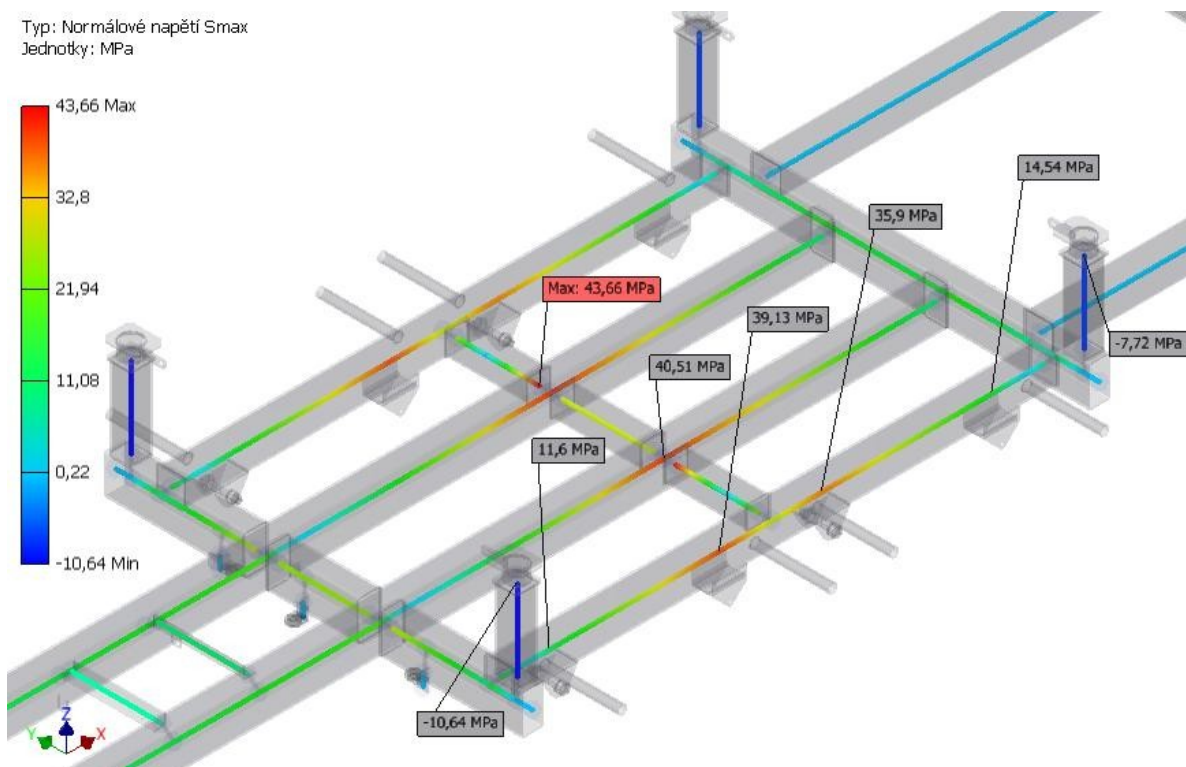
jsem ji mohl při výpočtu zanedbat. Deformace neodpovídá reálnému stavu. Z ilustrativních důvodu jsem ji několikanásobně zvětšil.



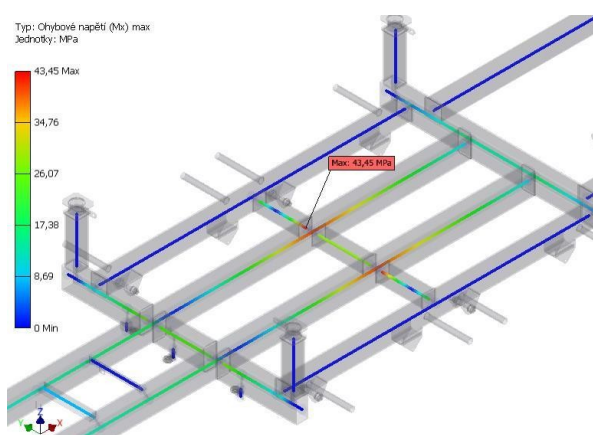
Obr. 31 – Posunutí; analýza rámových konstrukcí

### Normálová napětí

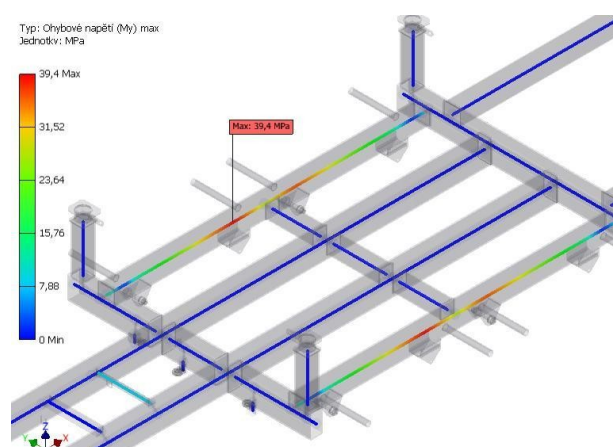
Normálové napětí je definováno jako podíl síly působící kolmo na plochu průřezu a obsahu daného průřezu. V pásu karet analýzy jsou možnosti zobrazení normálových napětí. Zobrazení celkového maximálního normálového napětí (obr. 32) zahrnuje jak příčné tak podélné nosníky. Kompletně vyřeší veškerá napětí v pozorované soustavě a graficky vykreslí jejich hodnoty. V dalších částech lze zobrazit vzniklá ohybová napětí (obr. 33, obr. 34). V Autodesk Inventor jsou tato napětí definována jako ohybová napětí od momentů  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ . Tento smysl značení ohybových napětí vychází z principu kolem, které osy daný moment působí. Výhodou je jemnější grafické zobrazení kvůli menšímu rozsahu hodnot napětí.



Obr. 32 – Normálové napětí; analýza rámových konstrukcí



Obr. 33 – Ohybové napětí od Mx



Obr. 34 – Ohybové napětí od My

Maximální normálové napětí  $\sigma_{\max} = 43,66$  MPa. Toto napětí je v části krajního vyztužovacího příčnicku blíže ke středu rámu (Obr. 32). Pro výpočet statické bezpečnosti ponížím mez kluzu  $R_e = 355$  MPa o dynamický součinitel  $f_D = 1,5$ . Díky němu a zvýšením minimální hodnoty statické bezpečnosti  $k_s \geq 3$  akceptuju veškeré přídavné zatížení a dynamické účinky na celou soustavu rámu dvounápravového nosiče.

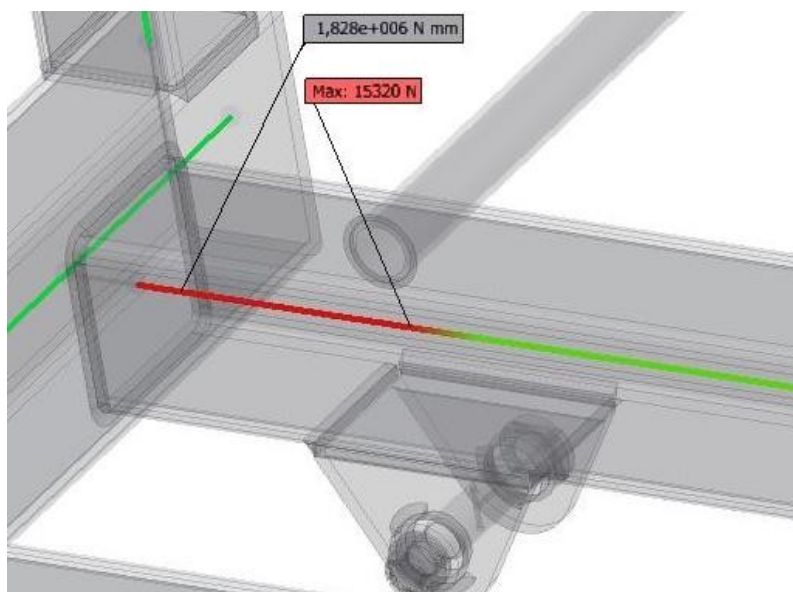
$$k_s = \frac{R_e}{f_D \cdot \sigma_{\max}} = \frac{355}{1,5 \cdot 43,66} = 5,42 > 3 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (38)$$

### 11.3 Kontrola kritických svarových spojů rámu

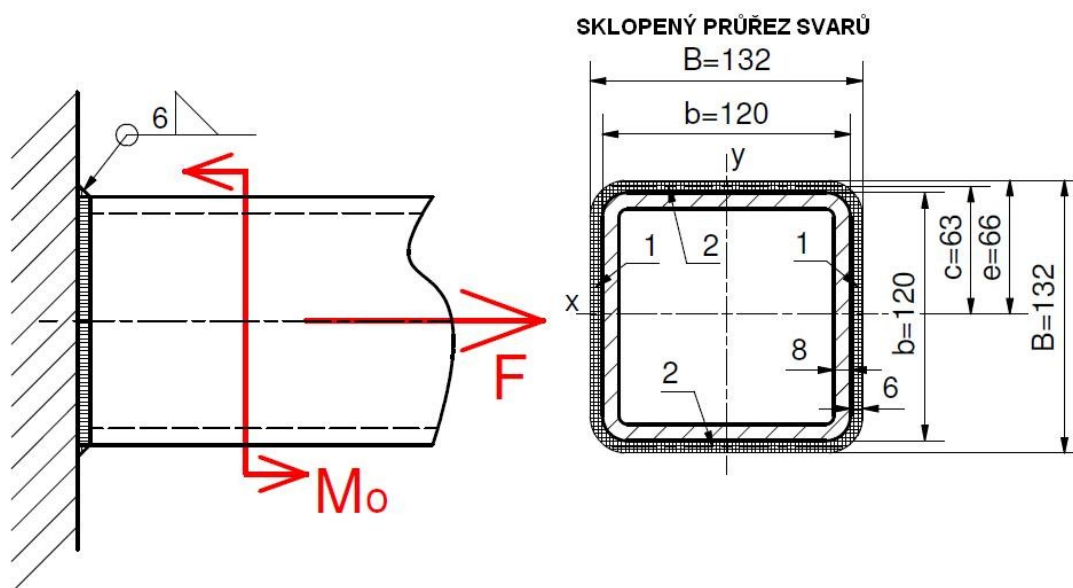
Pomocí výsledků z analýzy rámových konstrukcí určím kritické místa připojení jednotlivých nosníků. Díky rozboru působení sil a momentů mohu přesně definovat stav zatížení vybraného spoje. Všechny ostatní svarové spoje budou vždy vyhovovat. Přídavné provozní zatížení a dynamické účinky akceptuju součinitelem  $f_D = 1,5$  a bezpečností  $k_s \geq 3$

#### 11.3.1 Připojení nápravového podélníku

První kontrolovaný svarový spoj je v připojení nosníku, na kterém jsou uchycená listová pera. Jedná se o spoj v přední části rámu u čepu pera. V ose profilu 120x120x8 působí síla  $F = 15320 \text{ N}$  (obr. 35). Dále je tato část nosníku namáhána ohybovým momentem  $M_0 = 1,828 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ . Mez kluzu přídavného materiálu  $R_e = 430 \text{ MPa}$ . Rozměry a umístění zatížení je patrné z obr. 36.



Obr. 35 – Namáhání svaru nápravového podélníku



Obr. 36 – Výpočtové schéma svaru nápravového podélníku

Při výpočtu neuvažuju se zaoblením profilu. Výpočtová délka svarů je  $b = 120$  mm. Velikost svaru  $a = 6$  mm. Ostatní hodnoty dle obr. 36.

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F}{S_{SV}} = \frac{F}{4 \cdot a \cdot b} = \frac{15320}{4 \cdot 6 \cdot 120} = \mathbf{5,32 \text{ MPa}} \quad (39)$$

$$J_x = 2J_{x1} + 2J_{x2} = 2 \cdot \frac{b^3 \cdot a}{12} + 2 \left( \frac{a^3 \cdot b}{12} + a \cdot b \cdot c^2 \right) \quad (40)$$

$$J_x = 2 \cdot \frac{120^3 \cdot 6}{12} + 2 \left( \frac{6^3 \cdot 120}{12} + 6 \cdot 120 \cdot 63^2 \right) = \mathbf{7447680 \text{ mm}^4}$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{oxSV}} = \frac{M_o}{\frac{J_x}{e}} = \frac{1,828 \cdot 10^6}{\frac{7447680}{66}} = \mathbf{16,2 \text{ MPa}} \quad (41)$$

Hodnoty převodních součinitelů koutových svarů pro zvolenou metodu svařování jsou [1]:

$$k_3 = k_{\perp} = 0,9$$

$$k_4 = k_{\parallel} = 0,8$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^F + \tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{5,32 + 16,2}{0,9}\right)^2} = \mathbf{23,91\ MPa} \quad (42)$$

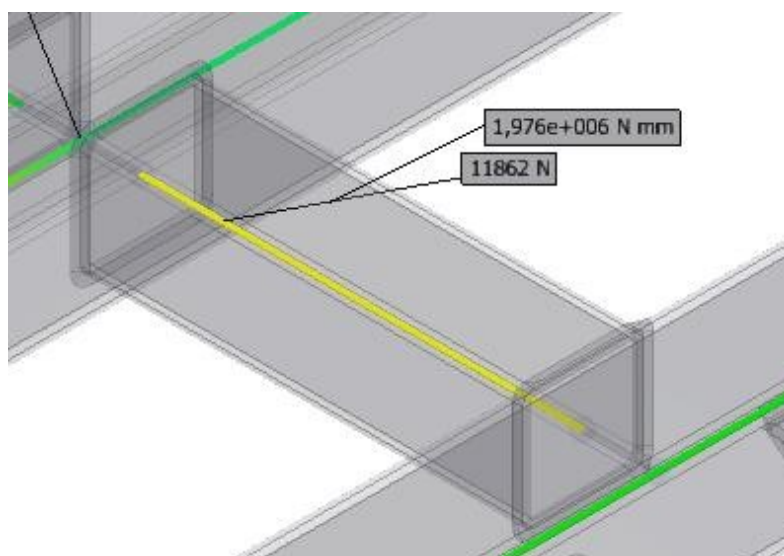
Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 6 = \mathbf{1,0462\ mm} \quad (43)$$

$$k_s = \frac{R_e \cdot \beta}{f_D \cdot \sigma_{red}} = \frac{430 \cdot 1,0462}{1,5 \cdot 23,91} = \mathbf{12,54 > 3 \rightarrow VYHOVUJE} \quad (44)$$

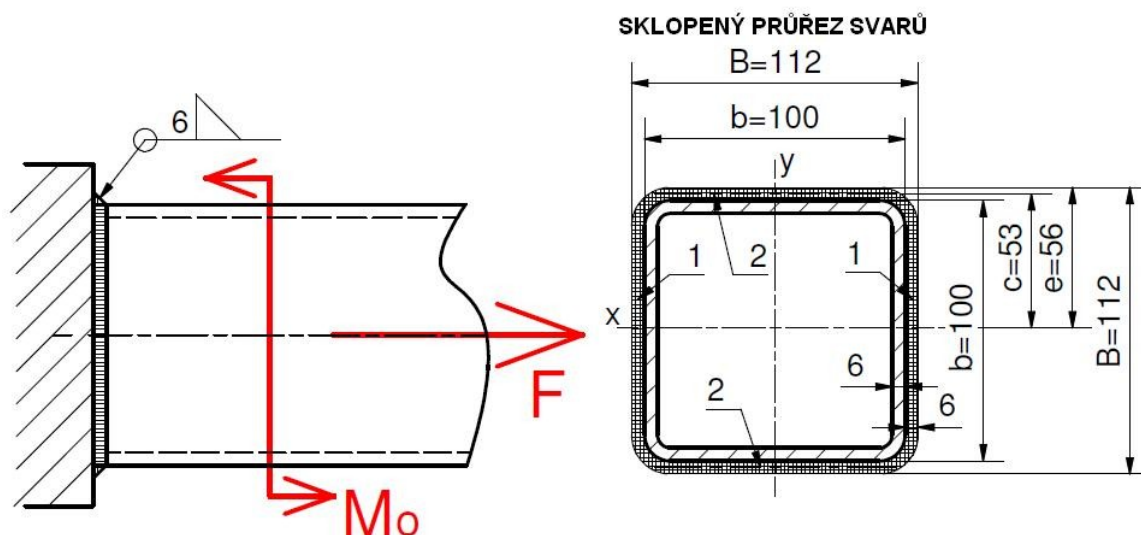
### 11.3.2 Připojení výztužného příčnicku

Druhý kritický kontrolovaný spoj je v místě připojení výztužného nosníku k hlavnímu podélníku. Je vyrobený z čtvercového profilu 100x100x6. V ose tohoto nosníku působí tahová síla  $F = 11862\ N$ . Moment, který ohýba nosník kolem jeho osy  $x$  je  $M_o = 1,976 \cdot 10^6\ Nmm$  (obr. 37). Metoda svařování a přídavný materiál zůstává všude stejný.



Obr. 37 – Namáhání svaru výztužného příčnicku





Obr. 38 - Výpočtové schéma svaru výztužného příčnicku

Při výpočtu opět neuvažuju se zaoblením profilu. Výpočtová délka svarů je  $b = 100$  mm,  $a = 5$  mm. Ostatní hodnoty dle obr. 38.

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F}{S_{SV}} = \frac{F}{4 \cdot a \cdot b} = \frac{11862}{4 \cdot 6 \cdot 100} = \mathbf{4,94 \text{ MPa}} \quad (45)$$

$$J_x = 2J_{x1} + 2J_{x2} = 2 \cdot \frac{b^3 \cdot a}{12} + 2 \left( \frac{a^3 \cdot b}{12} + a \cdot b \cdot c^2 \right) \quad (46)$$

$$J_x = 2 \cdot \frac{100^3 \cdot 6}{12} + 2 \left( \frac{6^3 \cdot 100}{12} + 6 \cdot 100 \cdot 53^2 \right) = \mathbf{4374400 \text{ mm}^4}$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{oxSV}} = \frac{M_o}{\frac{J_x}{e}} = \frac{1,976 \cdot 10^6}{\frac{4374400}{56}} = \mathbf{25,3 \text{ MPa}} \quad (47)$$

$$k_3 = k_{\perp} = 0,9$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left( \frac{\tau_{\perp}^F + \tau_{\perp}^{Mo}}{k_3} \right)^2} = \sqrt{\left( \frac{4,94 + 25,3}{0,9} \right)^2} = \mathbf{33,6 \text{ MPa}} \quad (48)$$

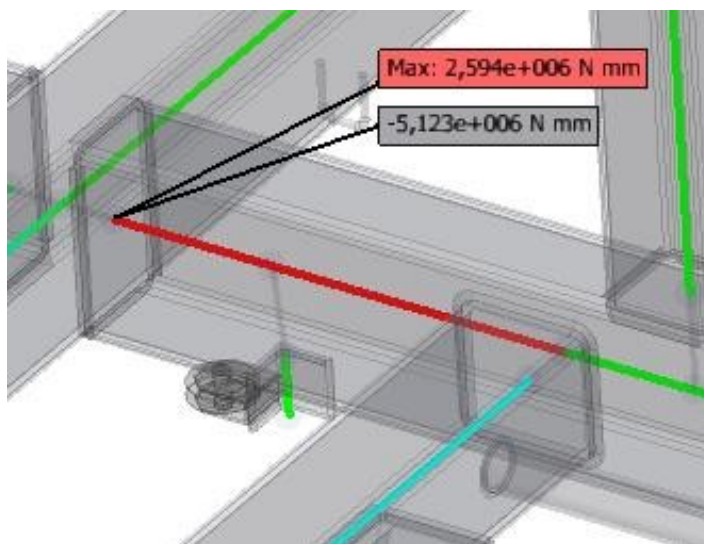
Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 6 = \mathbf{1,0462 \text{ mm}} \quad (49)$$

$$k_s = \frac{R_e \cdot \beta}{f_D \cdot \sigma_{red}} = \frac{430 \cdot 1,0462}{1,5 \cdot 33,6} = \mathbf{8,93 > 3 \rightarrow VYHOVUJE} \quad (50)$$

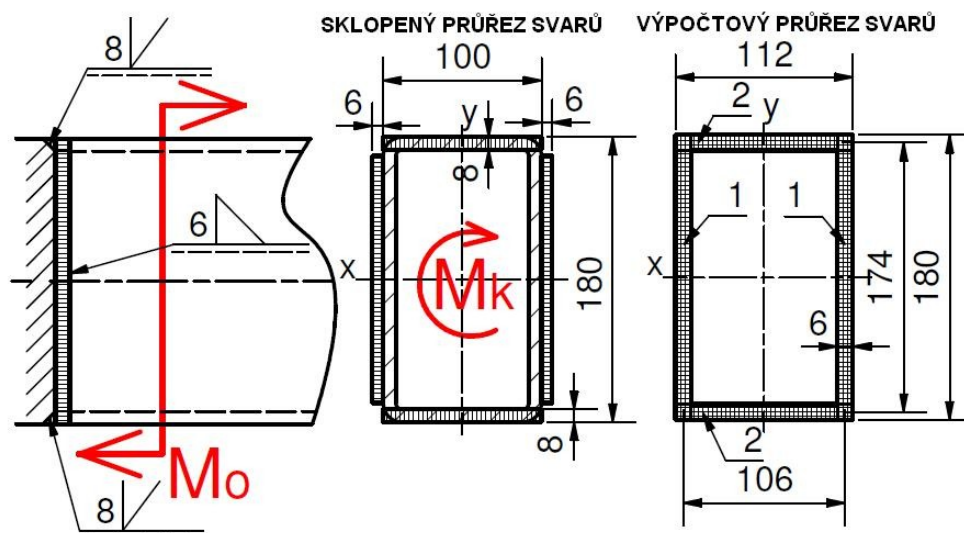
### 11.3.3 Připojení předního nosného příčnicku

Přední příčný nosník je namáhán krutem od průhybu nosníku, na kterém jsou ukotvená listová pera. Maximální krouticí moment je  $M_k = 2,594 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ . Dále na něj působí ohybový moment od zatěžující síly  $R_A$ . Jeho hodnota je  $M_o = 5,123 \cdot 10^6 \text{ N mm}$  (obr. 39). Kritické místo je v připojení krajních příčnicku k hlavním podélným nosníkům. Připojení jsem provedl pomocí koutového svaru a svaru 1/2 V. Ten je v místě vzniklé mezery mezi příčnickem a zaoblením podélníku. Jeho velikost je  $z = 8 \text{ mm}$ . Je tedy proveden v celé tloušťce stěny příčného nosníku. Koutové svary velikosti  $a = 6 \text{ mm}$  jsem umístil na svislé strany.



Obr. 39 – Namáhání svaru předního nosného příčnicku





Obr. 40 - Výpočtové schéma svaru předního nosného příčniku

Při výpočtu jsem uvažoval stejnou velikost svaru 1/2 V (svar 2) a svaru koutového (svar 1). Dále jsem pak zjednodušil výpočet odstraněním zaoblení profilu. Počítám svar jako jeden obdélníkový celek kvůli stanovení střednic.

$$W_{oxSV} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{112 \cdot 180^3 - 100 \cdot 168^3}{6 \cdot 180} = 165760 \text{ mm}^3 \quad (51)$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{oxSV}} = \frac{5,123 \cdot 10^6}{165760} = 30,91 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$M_k = 2 \cdot V_{\phi} = 2 \cdot S_u \cdot \tau_{\perp}^{Mk} \cdot a \quad (53)$$

$$\tau_{\perp}^{Mk} = \frac{M_k}{2 \cdot (H - a)(B - a) \cdot a} = \frac{2,594 \cdot 10^6}{2 \cdot 174 \cdot 106 \cdot 6} = 11,72 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$k_3 = k_{\perp} = 0,9$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo} + \tau_{\perp}^{Mk}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{30,91 + 11,72}{0,9}\right)^2} = 47,37 \text{ MPa} \quad (55)$$

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 6 = \mathbf{1,0462 \text{ mm}} \quad (56)$$

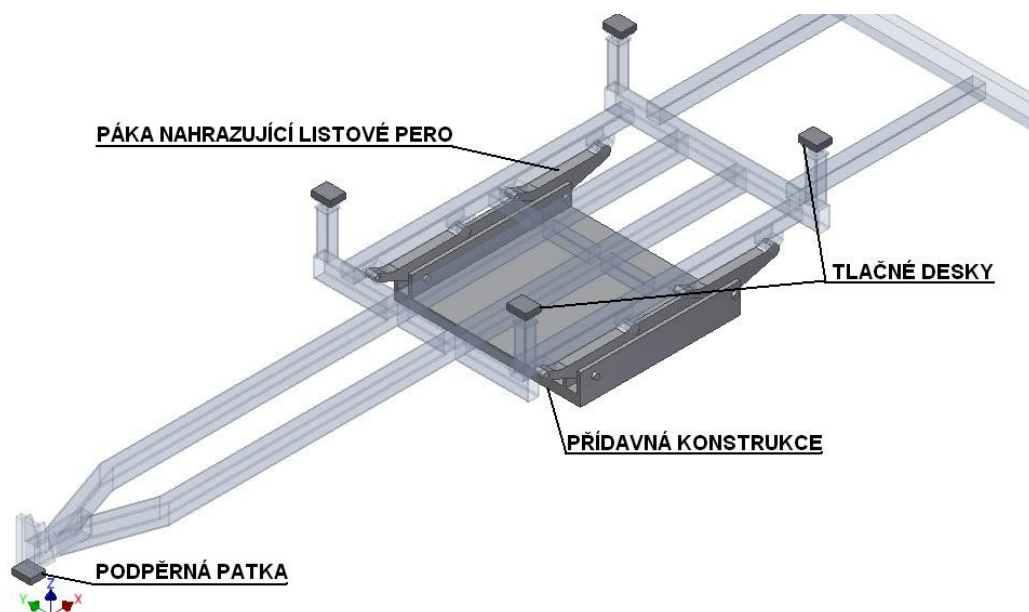
$$k_s = \frac{R_e \cdot \beta}{f_D \cdot \sigma_{red}} = \frac{430 \cdot 1,0462}{1,5 \cdot 47,37} = \mathbf{6,33} > 3 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (57)$$

## 11.4 Pevnostní analýza

Pro pevnostní analýzu jsem vymodeloval zjednodušený rám. Původní rám je natolik složitý, že pevnostní analýza nedokáže vyhodnotit jeho počet prvků. Zjednodušený model neobsahuje svarové housenky. Připojení jednotlivých profilů jsem provedl dotykem jejich ploch. Prvky, které nejsou kriticky namáhané, jsem vyloučil ze simulace. Rozměry jednotlivých nosníků plně odpovídají skutečnosti.

### 11.4.1 Přídavné díly pro simulaci

Aby se simulace podobala co nejvíce reálnému zatížení, musel jsem vytvořit přídavné modely (obr. 41). Zejména se jedná o funkci listových per. Díky použitému dílu, který nahrazuje listové pero, jsem přesně vystihl jeho vlastnosti. Tato páka pracuje jako vahadlo, které přes středový čep vyrovnává působení sil. Opět jsem simulaci provedl ve stavu zapojeném za tažné vozidlo. Tento fakt nahrazuje podpěrná patka na desce tažného oka. Upínací konzole na dopravníku jsem nahradil tlačnými deskami. Ty rozloží sílu na plochu upínacího zařízení samotného rámu. Jako poslední doplňková součást je přídavná konstrukce pod rámem, která slouží jako vedení náhrady listových per.

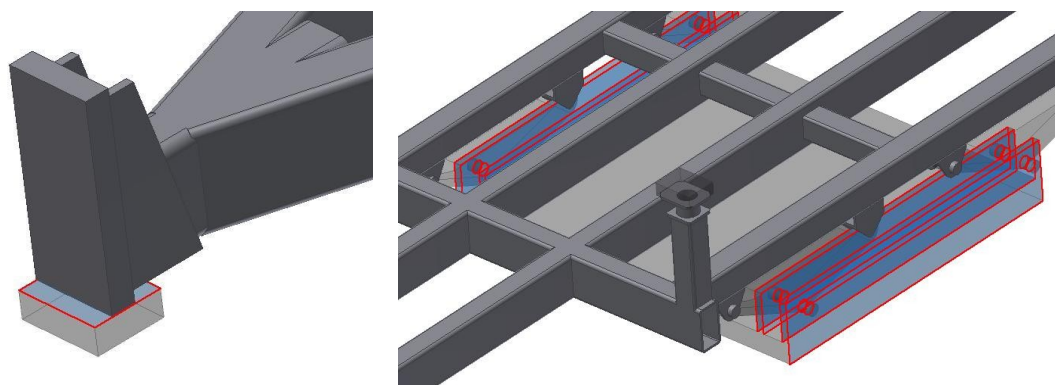


Obr. 41 – Přídavné díly pro simulaci MKP

#### 11.4.2 Materiál a vazby

V knihovně materiálu jsem nadeřinoval ocel, která se svými vlastnostmi nejvíce podobá konstrukční oceli S355J2H.

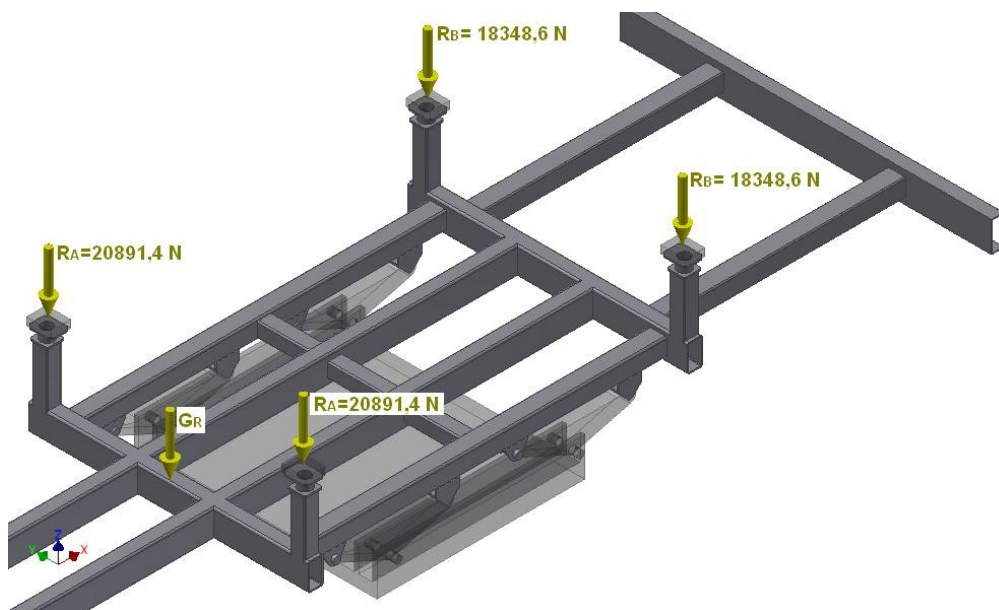
Jako pevné vazby jsem zvolil stojiny přídavné konstrukce a podpěrnou patku (obr. 42). Touto vazbou jsem zamezil všem deformacím na těchto částích přídavných dílů.



Obr. 42 – Vazby v simulaci MKP

### 11.4.3 Zatížení

Hodnoty zatěžujících sil vychází z kapitoly 8.7.1 Výpočet reakcí. Přední stojiny jsou zatíženy silou  $R_A = 20891,4 \text{ N}$ . Na zadní stojiny působí síly  $R_B = 18348,6 \text{ N}$ . Síly jsem umístil vždy do středu tlačné desky, která dále zatížení rovnoměrně rozloží (obr. 43.) Místo působení gravitace nelze v pevnostní analýze určit vektorově. U rámové konstrukce je těžiště v prostoru, proto nešlo tíhovou sílu umístit do jejího těžiště. Z tohoto důvodu jsem umístil tíhu do těžiště nejrozměrnějších dílů rámu. Její vzdálenost od celkového těžiště rámu je 566 mm blíže k přední části. Důsledkem toho jsou čepy per přední nápravy zatížené více než ve skutečnosti.



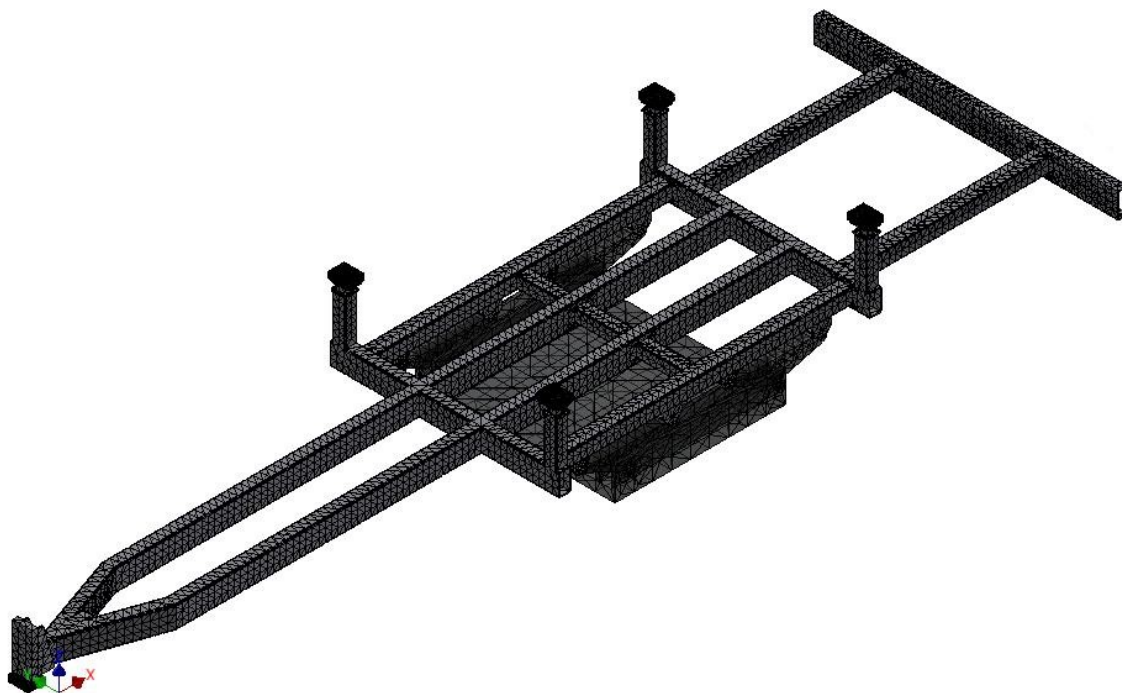
Obr. 43 – Zatížení v simulaci MKP

### 11.4.4 Dotyky

Dotyky jsem určil automaticky a následně upravil. Separaci jsem použil mezi tlačnými deskami a upínací konzolou rámu. Dále pak u podpěrné patky. Dotyk separace umožňuje dvěma dílům vzájemný pohyb a částečné oddělení. Všechny ostatní vázané dotyky jsem transformoval na posouvání bez oddělení. Tento typ dotyku je použitý u všech čepů a částí pohybujících se po sobě. V simulaci není žádný vázaný dotyk kvůli přepracovanému rámu, který je z jednoho dílu.

#### 11.4.5 Sítě

Průměrnou velikost prvku sítě jsem volil 0,1. Tato hodnota je v Inventoru definována jako zlomek délky ohraničujícího kvádru. Čím menší je prvek sítě, tím vyšší je přesnost simulace. To však prodlouží čas výpočtu modelu. Dokonce systém nemusí nikdy dopočítat potřebné hodnoty. Tento stav nastal u nezjednodušeného svařence rámu. Z tohoto důvodu se velikost prvku sítě zmenší pouze v kritických místech.



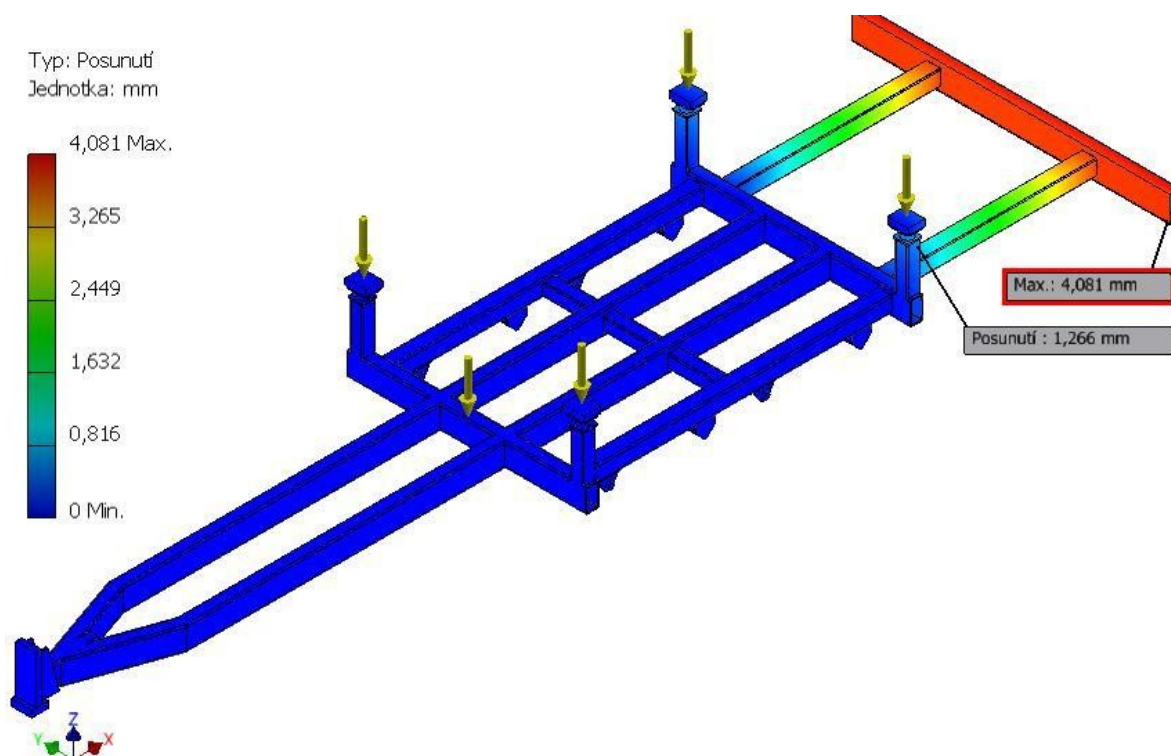
Obr. 44 – Sítě v simulaci MKP

#### 11.4.6 Výsledky

##### Posunutí

Maximální posunutí od osy v nezátíženém stavu je v zadní části rámu (obr. 45). Jeho hodnota je 4,081 mm a nachází se na konci bezpečnosti traverzy. Vzhledem k délce koncových nosníků 1600 mm je velikost maximálního posunutí vyhovující. Vzniká v oblasti pružné deformace materiálu působením vlastní tíhy profilů a traverzy. Posunutí stojiny s upínacím zařízením od původní osy je 1,266 mm. V analýze rámových konstrukcí je hodnota posunutí v tomto místě 1,058 mm. Kvůli reálnějším vstupním podmínkám je pevnostní analýza přesnější. Hodnota vyosení stojiny je vyhovující. Při řešení vůle mezi

čepem upínacího zařízení dopravníku a rámu jsem uvažoval s hodnotou posunutí v tomto místě až 4 mm.

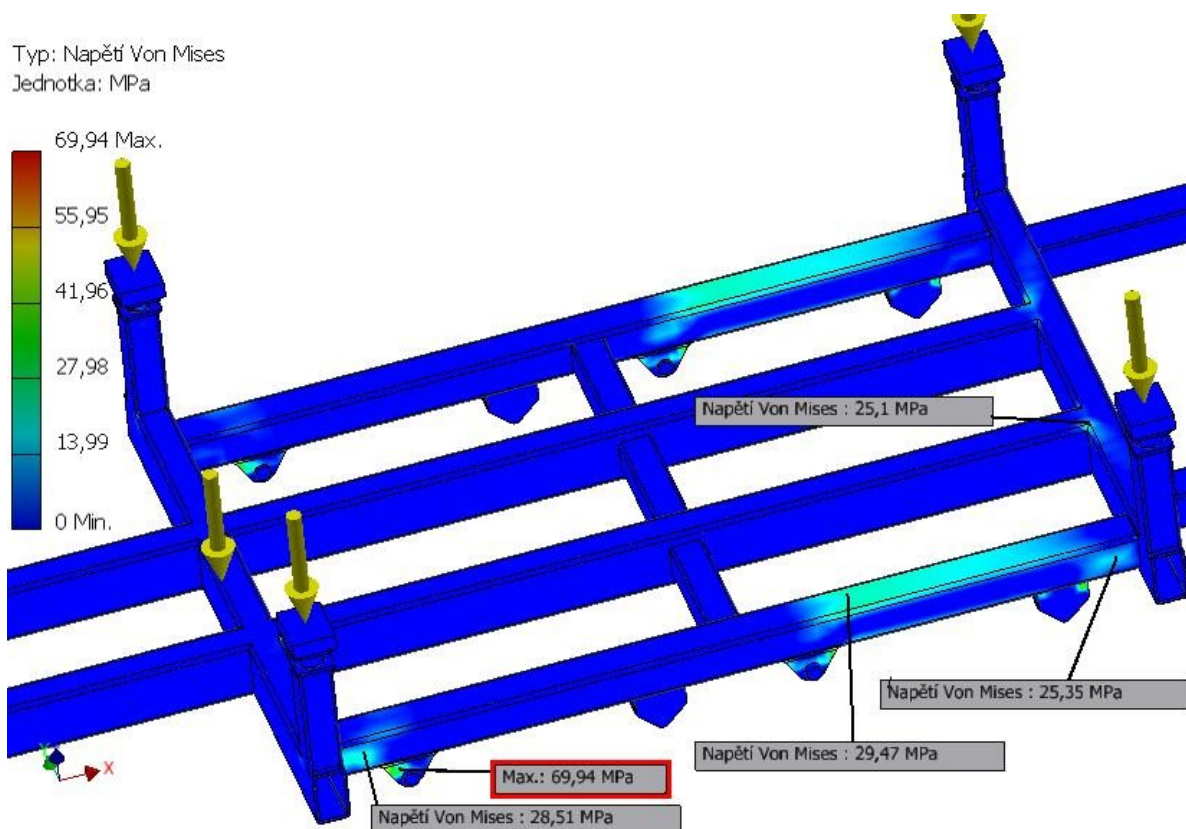


Obr. 45 – Posunutí v rámu MKP

## Napětí

Celkové napětí je v Inventoru řešeno jako Von Misesovo napětí. Tato metoda postihne trojrozměrná napětí v mnoha směrech. Většinou se tato napětí vyjadřují jako ekvivalentní. Podle obr. 46 lze sledovat kriticky namáhána místa. Nosník pro uchycení náprav jsem kontroloval podle metody rámových konstrukcí a metoda pevnostní analýzy jen potvrdila, že nosník vyhovuje. Výsledné napětí v přední části dopravníku je však větší než skutečné. Z tohoto důvodu bude ve skutečnosti bezpečnost v nejhorším místě příznivější.





Obr. 46 – Napětí v rámu MKP

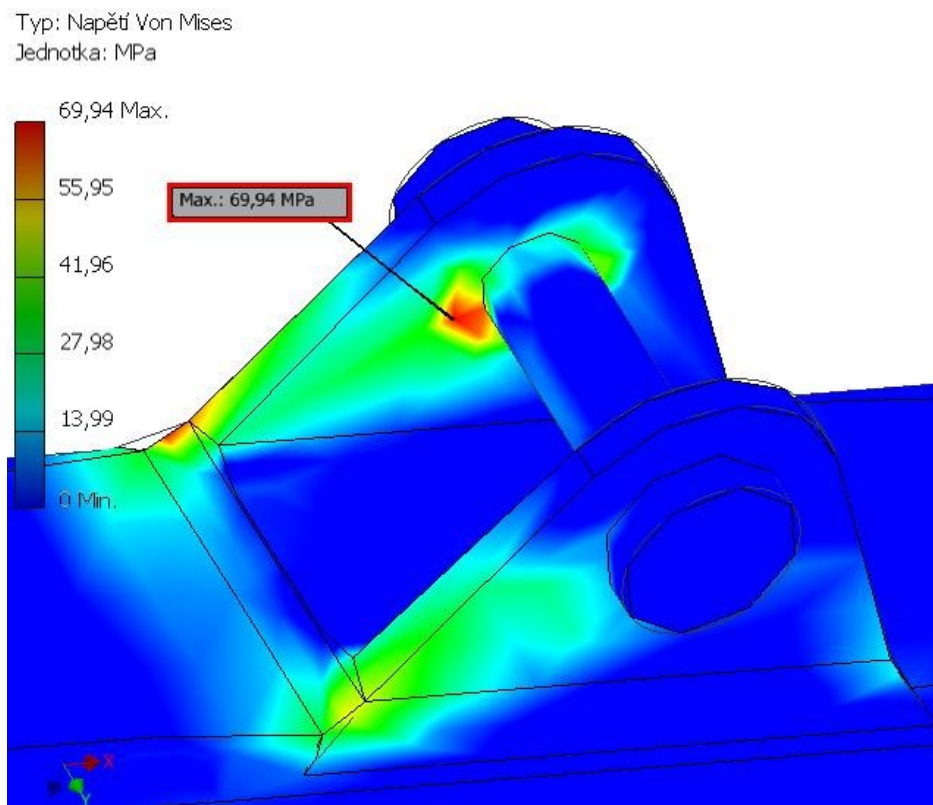
Nejhorší situace je v uchycení a uložení čepu sedla předního listového pera (obr. 47). Maximální hodnota je 69,94 MPa. Sedlo je dodávané jako standardní k listovému peru. Dle výrobce má bezpečně přenést zatížení, které odpovídá maximálnímu zatížení listových per. Ovšem výrobce nikde neuvádí, s jakou bezpečností tento kus zmíněné napětí přenesení. Materiál je standardní konstrukční ocel s  $R_e = 355$  MPa. Čep je z pevnějšího materiálu a zušlechťován. Z důvodu zahrnutí dynamických a vedlejších vlivů jsem již dříve stanovil statickou bezpečnost  $k_s \geq 3$ . Sedlo listového pera tuto hodnotu splňuje.

$$k_s = \frac{R_e}{f_D \cdot \sigma_{\max}} = \frac{355}{1,5 \cdot 69,94} = 3,38 > 3 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (58)$$

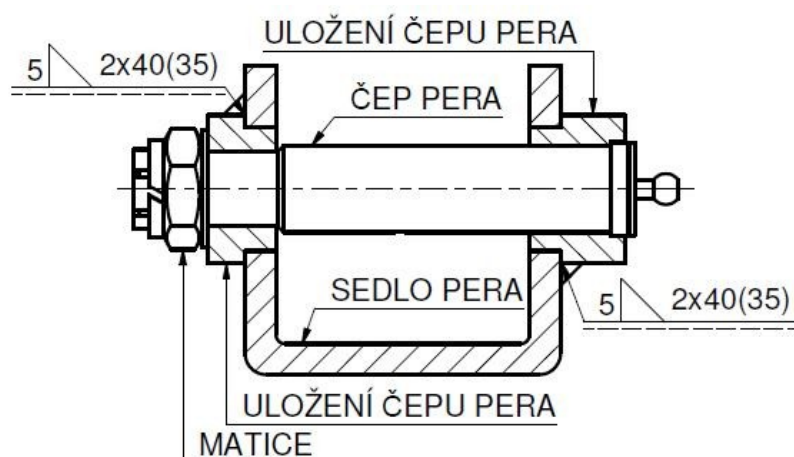
#### 11.4.7 Kritické místo

Z pevnostní podmínky uchycení listového pera vyhovuje. Výsledná bezpečnost se však blíží k hranici statické bezpečnosti. V pevnostní kontrole jsem musel sedlo

vymodelovat jako celek, kvůli zjednodušení tvorby sítě. V praxi se uložení postupem času opotřebovává a vzniká v něm velká vůle. To je zapříčiněno tvrdým a houževnatým čepem. Svary, které kotví uložení hlavy čepu a matice se odbrousí. Uložení se vymění za nové, které je standardně dostupné jako náhradní díl. V poslední fázi se opět zajistí svarovým spojem. Konstrukce sedla pera je patrná z obr. 48.



Obr. 47 – Detail kritického místa



Obr. 48 – Princip konstrukce sedla pera



## 12 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout rám dvounápravového nosiče vibračního dopravníku. Podle zadaných parametrů, které jsou užitečná hmotnost, maximální rychlost, maximální šířka a počet náprav, jsem navrhl nosič. Konstrukce je provedená v souladu se zákony technických podmínek provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Podvozkovou část nosiče jsem řešil ze standardně prodejných součástí. Nápravy společnosti BPW jsem osadil běžně dostupnými disky s pneumatikami průměru 19,5". Rozměry brzdových bubnů jsou dimenzovány v souladu s maximálním zatížením nápravy. Odpružení nosiče jsem řešil pomocí listových per. Všechny díly použité pro uchycení listových per na rám a nápravu jsou dostupné z katalogu jednotlivých společností. Zařízení vzduchové brzdové soustavy jsem použil z montážní sady firmy Wabco.

Řešení a rozložení rámu jsem provedl s ohledem na snadnou výrobu, jednoduchost a příznivou cenu. Normalizované nosníky jsou svařeny metodou MAG 135. Postup a metodika výroby bude záviset na technologovi. Výsledné výšky ložné plochy jsem dosáhl díky malému zdvihu pružící jednotky náprav a také samotnou konstrukcí. Dopravník je spojen s rámem přes upínací zařízení. Jeho výsledné řešení umožní jednoduše oddělit tyto dva celky za minimální pracovní čas. Zdvižení dopravníku o 120 mm zajistí bezpečnou vzdálenost mezi rámem nosiče a dopravníkem při jeho pracovním stavu.

Pevnostní kontrolu rámu jsem provedl kombinací početních a softwarových metod. Použitím analýzy rámových konstrukcí jsem kontroloval jednotlivé nosníky bez ohledu na jejich připojení. Díky této metodě jsem určil zatížení jednotlivých nosníků. Kritické části jsem následně kontroloval početně. Všechny nosníky i početně kontrolované spoje vyhovují s ohledem na bezpečnost a dynamický součinitel. Metodou MKP jsem v závěru zkontroloval celý rám. Nejvíce namáhanou částí je sedlo listového pera. Splňuje však podmínky minimální bezpečnosti a tím teda vyhovuje. V případě nadměrného opotřebení je tato část standardně řešena jako výměnná.

### 13 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2006. ISBN 80-7361-033-7
- [2] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky 1: Pro školu a praxi*. 1. vydání. Praha 6: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [3] Vyhláška č. 341/2002 Sb.: o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: *Sbírka zákonů ČR*. Ministerstvo dopravy a spojů, 11.07.2002.
- [4] Zákon č. 56/2001 Sb.: o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: *Sbírka zákonů ČR*. Ministerstvo dopravy a spojů, 10.01.2001.
- [5] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 1998
- [6] ČSN EN 10219-1. *Svařované duté profily z konstrukčních nelegovaných a jemnozrnných ocelí, tvářené za studena: Část 1: Technické dodací podmínky*. Praha: Český normalizační institut, 2006
- [7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací*. Ostrava, 2012. Skripta. VŠB - technická univerzita Ostrava, fakulta strojní, katedra částí a mechanismů strojů.
- [8] KOVAŘÍK, R. a F. ČERNÝ. *Technologie svařování*. Plzeň, 2000. Skripta. ZČU v Plzni.
- [9] BPW BERGISCHE ACHSEN KG. *BPW Agricultural*. Wiehl, Německo, 2013. Dostupné z: <http://www.bpw.de>
- [10] HAYES LEMMERZ. *Wheel catalogue: Disc wheels for commercial vehicles*. Königswinter, Německo, 2012. Dostupné z: <http://www.maxionwheels.com/>
- [11] WABCO. *Součásti vzduchových brzdových soustav pro přípojná vozidla*. 2. doplněné vydání. Brno, 2010. Dostupné z: <http://inform.wabco-auto.com>

- [12] BÖHLER UDDEHOLM. *Svařovací materiály Böhler welding*. Praha, 2011. Dostupné z: <http://www.bohler-uddeholm.cz>
- [13] HENNLICH INDUSTRIETECHNIK. *Tažné pružiny - pružinová ocel*. Litoměřice, 2013. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/>
- [14] *Barum pneu* [online]. 2014 [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.barum-pneu.cz>
- [15] *Granit quality parts* [online]. 2014 [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.granit-parts.cz>
- [16] *Ferona: Velkoobchod s hutním materiálem* [online]. 2014 [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz>
- [17] *Vibros Příbram* [online]. 2014 [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.vibros.cz>
- [18] *Metal Trade* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.metal-trade.cz/>

## 14 Seznam příloh

- |            |  |
|------------|--|
| Příloha 1  | Výkres – Nosič vibračního dopravníku – BP_00_LUK0050 |
| Příloha 2  | Výkres – Rám nosiče – BP_01_LUK0050                  |
| Příloha 3  | Výkres – Náprava – BP_02_LUK0050                     |
| Příloha 4  | Výkres – Vibrační dopravník – BP_03_LUK0050          |
| Příloha 5  | Výkres – Upínací konzole - rám – BP_04_LUK0050       |
| Příloha 6  | Výkres – Upínací konzole – dopr - P – BP_05_LUK0050  |
| Příloha 7  | Výkres – Upínací konzole – dopr - L – BP_06_LUK0050  |
| Příloha 8  | Výkres – Vedení pera – BP_07_LUK0050                 |
| Příloha 9  | Výkres – Zajištění čepu – BP_08_LUK0050              |
| Příloha 10 | Výkres – Základna upínací konzole – BP_09_LUK0050    |
| Příloha 11 | Výkres – Jistící čep – BP_10_LUK0050                 |
| Příloha 12 | Výkres – Třmen páky – BP_11_LUK0050                  |
| Příloha 13 | Výkres – Vodící třmen – BP_12_LUK0050                |
| Příloha 14 | Výkres – Zábrana – BP_13_LUK0050                     |
| Příloha 15 | Výkres – Deska tažného oka – BP_14_LUK0050           |

## **Poděkování**

Tímto děkuji svému vedoucímu bakalářské práce Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému a také konzultantovi ve firmě CZEMAG Ing. Stanislavu Burešovi za cenné rady, připomínky, ochotu a čas.